

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**CENTRO TECNOLÓGICO**  
**CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**

***ESTUDO DE UM DISPOSITIVO CONTROLADOR E DIRECIONADOR DE FLUXO DE  
FLUIDOS PARA SER INSTALADO EM USINA TERMELÉTRICA***

Dissertação submetida à Universidade Federal  
de Santa Catarina para a obtenção do grau de  
mestre em Engenharia Química.

**Orientador: Prof. Dr. Nivaldo Cabral Kuhnen**  
**Co-orientador: Prof. Dr. Humberto Gracher Riella**

***ANDERSON RODRIGO MARINHO DOS SANTOS***

**Florianópolis, fevereiro de 2007.**

# **Estudo de um Dispositivo Controlador e Direcionador de Fluxo de Fluidos para ser instalado em Usina Termelétrica**

**Por**

**Anderson Rodrigo Marinho dos Santos**

Dissertação julgada para obtenção de título de **Mestre em Engenharia Química**, área de concentração **Engenharia de Reações Químicas e Desenvolvimento de Materiais** e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós Graduação em Engenharia Química.

---

Prof. Dr. Nivaldo Cabral Kuhnen

**Orientador**

---

Prof. Dr. Humberto Gracher Riella

**Co-orientador**

---

Prof. Dr. Agenor Furigo Junior

**Coordenador do CPGENQ**

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Dr. Nivaldo Cabral Kuhnen

---

Prof. Dr. Humberto Gracher Riella

---

Prof<sup>a</sup> Dr<sup>a</sup> Cláudia Terezinha Kniess

---

Prof. Dr. Elídio Angioletto

---

Prof. Dr. Humberto Jorge José

**Florianópolis, 27 de fevereiro de 2007.**

*"Bom mesmo é ir à luta com determinação,  
abraçar a vida com paixão,  
perder com classe e vencer com ousadia,  
pois o triunfo pertence a quem se atreve...  
A vida é muita para ser insignificante".*

*Charles Chaplin*

*Com muito amor e gratidão,  
À minha querida família...  
meu manão Tiagão...  
meu maninho Talizão...  
minha maninha e princesa Isis...  
minha dengulina Micheli...  
minha mãezinha Lídia...  
e meu pai, Professor Isaias.*

## ***AGRADECIMENTOS***

Segundo definição do dicionário Aurélio, da língua portuguesa, agradecer significa demonstrar ou manifestar gratidão, retribuir, recompensar. Sendo assim, esta seção tem como objetivo a manifestação da mais profunda gratidão a pessoas que, de formas diferentes, em momentos distintos, contribuíram na execução e finalização deste trabalho. Com certeza absoluta, cada pessoa citada nesta oportunidade foi lembrada com muito carinho e saudade. Portanto, registro aqui, um sentimento absolutamente sincero de muito obrigado.

Em primeiro lugar, em especial, um agradecimento a todos os mestres que participaram e contribuíram com a minha formação, desde a Professora Jane, a primeira, até o Professor Dachamir Hotza, o mais recente, porém não o último.

Ao orientador Professor Nivaldo Cabral Kuhn, pela orientação durante três anos de iniciação científica, seis meses de estágio curricular e dois anos de mestrado. Pela confiança na oportunidade de trabalharmos juntos, em todos os momentos. Pelos agradáveis momentos de lazer que passamos no sítio e em Tucumán, onde tive a satisfação de conhecê-lo melhor.

Ao co-orientador Professor Humberto Gracher Riella, também pela orientação durante todos esses anos, apesar de condição de co-orientador, sempre esteve disponível a sanar dúvidas e contribuir de forma direta, simples e inteligente na execução dos trabalhos.

Ao Professor Adelamar Ferreira Novais, especialmente por gostar de ensinar, por compartilhar seu apreciável conhecimento de forma natural e estimulante; pela parceria na orientação dessa dissertação de mestrado e, principalmente, pelo verdadeiro exemplo de caráter, honestidade, ética e responsabilidade. Nunca deixe de acreditar “Dela”!

À Professora Cláudia Terezinha Kniess, estimada companheira de trabalho que desde 2001, no início de minha vida acadêmica como bolsista de Iniciação Científica, é um digno exemplo de bondade, amizade, competência e determinação.

Ao amigo Professor, ou Professor amigo Elídio Angioletto, não sei o que veio antes, por ser um paizão durante a graduação e o mestrado, sempre com palavras de motivação e companheirismo. Por ser um exemplo de boas ações, de luta, de caráter, respeito profissional

e ética. E também por me acolher junto à sua família nos momentos que necessitei ir à Criciúma, sempre com uma carniinha preparada por um autêntico Gaudério. E por fim, por indicar e acreditar no meu nome na execução deste projeto.

Ao Professor Dachamir Hotza, pela orientação durante a realização do estágio em docência, com aulas ministradas para o curso de graduação em Engenharia Química. E também pelo exemplo de dedicação e didática dentro de sala de aula.

Ao Professor Humberto Jorge José, pelo aceite imediato em fazer parte da banca de avaliação deste trabalho, e pelas sugestões encaminhadas para a melhoria deste estudo.

Ao corpo docente do Curso de Pós Graduação em Engenharia Química-CPGENQ/UFSC, pelas aulas ministradas durante a realização do curso de pós-graduação e, eventualmente, pelo esclarecimento de dúvidas.

Ao secretário do CPGENQ, Edevilson Silva, nosso amigo avaiano, sempre sorridente e prestativo, disposto a contribuir para que tudo estivesse burocraticamente correto e dentro do prazo. Por participar e torcer por nosso sucesso profissional. Com toda a certeza, um profissional competente e solidário.

À Comissão de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES, pelo auxílio financeiro durante o mestrado.

À Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, pela infra-estrutura disponibilizada.

Aos ex-colegas de trabalho da WEG Química S.A., pela compreensão e palavras de incentivo na hora da despedida, quando optei pelo retorno à vida acadêmica.

Ao colega Michel Coral Arruda, pelo empurrão final na hora da escolha pelo retorno à Florianópolis, e pelas palavras de incentivo e estimulantes à luta pelo fazer o que gostamos.

Aos colegas de trabalho do LabMaC durante a realização do mestrado, Alessandro Fávero, Cristiane Martins, Fernanda Roberta Casagrande, Glêdes Viotti, Helton José Alves, Ivoberto Luís Fabris, Jeane de Almeida, Juliana Teixeira Quinaud, Karoline Mundstock, Luiza Mendes, Murilo Picinini Botelho, Naude Andrea Fritzen, Otávio Jun Flores, Patrícia Lie, Raquel Liz Borges, Rodrigo Fregúlia de Fáveri, Kênia Warmling Milanez, Sirlei da Rosa e Vera Lucia Mombach; por fazerem do ambiente de trabalho um local agradável, sempre com muito companheirismo e respeito.

À todos os companheiros da empresa ECO Engenharia, Gustavo Luis Casarin, Taylor Novais, Willian Novais e Rosemar Novais pela parceria e pela confiança.

À empresa Tractebel Energia S.A., parceira na execução do projeto e na instalação do dispositivo estudado.

Aos colegas da oficina e manutenção da Tractebel Energia S.A., Robson Bittencourt e Areny, pela assistência na fabricação dos acessórios para implantação na unidade industrial.

Ao Engenheiro Luiz Felipe (Tractebel Energia S.A), pela motivação, pela confiança, pelo espírito desafiador e inovador, e pela transparência na disponibilidade da troca de informações.

Ao Técnico Nilson Bardinni Alves (Tractebel Energia S.A), por ser nosso braço direito na implantação e teste dos dispositivos. E também pelos incentivos, pelos lanches, pelos EPI's, pelas piadas e, principalmente, pela agradável companhia até altas horas em algumas noites de trabalho.

À empresa CMC, representada por seu gerente de operações Daniel Stainer, pela contribuição na execução das atividades referentes ao revestimento cerâmico.

Ao parceiro de apartamento Sandro Volnei Matte, pela companhia, pelo respeito e pela compreensão durante a finalização do projeto.

Ao colega de trabalho, bolsista de Iniciação Científica, Rodrigo Pedrini, pelas contribuições no projeto em questão e também, em projeto anterior com materiais antimicrobianos.

Ao amigo e parceiro de trabalho Fábio Diensttmann, pela disponibilidade e motivação, pelas piadas nos momentos de preocupação, pela serenidade quando necessário, por sempre ressaltar o lado bom dos acontecimentos inoportunos, pela efetiva contribuição na execução do projeto e também, é claro, pelas inúmeras caronas. Simplesmente pela parceria.

Aos amigos Marcos Pires de Moraes e Sérgio Somenzi Júnior, por serem meus irmãos de coração, por estarem sempre dispostos em ajudar, pela confiança, enfim, pela amizade.

Ao amigo Jaisson Potrich dos Reis, parceiro de graduação que algumas vezes duvidou de nossa sincera amizade, mas que hoje é um grande irmão, incentivador, conciliador, torcedor, amigo de fé e irmão camarada.

Ao amigo Luciano Luiz Machado, parceiro de graduação, de futebol, de cantorias, de estágio, de “monastério”, de aulas de inglês, de aniversários na casa do seu Edson com aquele camarãozinho da dona Fátima, de concursos e de mestrado; primeiramente pela superação e pelo perdão. Por torcer e crescer junto com seus amigos. E por ser um exemplo constante e próximo de determinação e responsabilidade.

Ao amigo, irmão, Thiago Fernandes de Aquino, primeiramente pela nossa amizade duradoura. Tantas horas de estudo e dedicação, incentivos, conselhos, elogios, puxões de orelha e críticas construtivas. Por ter sempre uma energia positiva pra dar um empurrão, mesmo às vezes tendo que romper a barreira de um eventual mau humor. Por ter uma família

amável que sempre me deu muito carinho. Enfim, por ser o amigo e parceiro para todas as horas.

Às famílias Coral, Dutra e Medeiros, que me acolheram como família, e souberam entender o significado dessa conquista, sempre com muito incentivo e torcida.

À todos os meus familiares, avós, tios e primos que, mesmo de longe, sempre me incentivaram e acreditaram na minha determinação e na minha vontade de estudar.

Aos meus queridos irmãos Tiago Henrique dos Santos, Tales Isaías dos Santos e Isis Taise dos Santos, por serem a maior fonte de inspiração na minha luta por novas conquistas, para que eu possa sempre lhes dar bons exemplos e participar em suas vidas como mano mais velho e verdadeiro amigo. Por serem alegria, companheirismo, carinho, amor, admiração, amizade, respeito e consideração. E principalmente, por serem, cada qual no seu tempo, fatores multiplicativos de um aumento exponencial de felicidade na vida de nossa família.

À minha namorada, companheira e amiga Micheli Coral Arruda. Primeiramente, por tanto amor e carinho dispensados incondicionalmente em minha vida. Pelas sábias e constantes palavras de incentivo, de compreensão, de amizade, de conforto, de alegria, de cobrança, de confiança e de respeito. Se alcancei mais esta conquista, sem dúvida foi porque contei em todos os momentos com a sua força, com a sua determinação em fazer da nossa vida um universo de superações e realizações.

À minha mãezinha querida, Lúcia Marinho dos Santos, por tanta dedicação dispensada na minha educação e de meus maninhos. Por entender meus momentos de nervosismo e ansiedade. Por abrir mão de sonhos e colocar os sonhos dos filhos sempre em primeiro lugar. Por aceitar minhas sugestões, minhas críticas e meus questionamentos como filho mais velho. Enfim, por todo o amor de mãe que sempre foi e sempre será a força motriz na união de nossa família.

Ao meu pai, Professor Isaías dos Santos, por me ensinar a importância do significado do verbo estudar. Por dar a sustentação necessária para que eu pudesse priorizar os estudos e ao mesmo tempo aprendesse a valorizar profundamente as oportunidades de crescimento intelectual. Por ter despertado em mim a visão crítica e humana de observar o mundo através de seus ensinamentos. E principalmente, por ser um exemplo de luta, ética, superação, honestidade e respeito.

Enfim, à uma força especial lá de cima, que me deu a vida, que me deu colegas de trabalho, professores, amigos, familiares, irmãos, namorada e pais. Agradeço à Deus por ter me dado a oportunidade de chegar até aqui e dizer muito obrigado!



## ***ÍNDICE***

<b><i>LISTA DE FIGURAS</i></b>	<b><i>i</i></b>
<b><i>LISTA DE TABELAS</i></b>	<b><i>v</i></b>
<b><i>LISTA DE SÍMBOLOS</i></b>	<b><i>vii</i></b>
<b><i>RESUMO</i></b>	<b><i>ix</i></b>
<b><i>ABSTRACT</i></b>	<b><i>x</i></b>
<b><i>1. INTRODUÇÃO</i></b>	<b><i>1</i></b>
<b><i>2. OBJETIVOS</i></b>	<b><i>3</i></b>
<b><i>2.1. Objetivo Geral</i></b>	<b><i>3</i></b>
2.1.1. Objetivos Específicos	<i>3</i>
<b><i>3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</i></b>	<b><i>5</i></b>
<b><i>3.1. Carvão Mineral</i></b>	<b><i>5</i></b>
3.1.1. Origem e Classificação	<i>5</i>
3.1.2. Utilização	<i>7</i>
3.1.3. Comportamento abrasivo	<i>8</i>
<b><i>3.2. Combustão do Carvão Mineral</i></b>	<b><i>10</i></b>
3.2.1. Combustão em Leito Fixo	<i>11</i>
3.2.2. Combustão em Leito Fluidizado	<i>12</i>
3.2.3. Combustão de Carvão Pulverizado	<i>13</i>
<b><i>3.3. Geração Termelétrica</i></b>	<b><i>14</i></b>
3.3.1. Caldeiras Aquotubulares	<i>15</i>
3.3.2. Caldeiras e Auxiliares	<i>16</i>
3.3.4. Descrição do problema abordado no fluxograma do processo	<i>19</i>
<b><i>3.4. Escoamento de Fluidos</i></b>	<b><i>20</i></b>
3.4.1. Viscosidade	<i>20</i>
3.4.2. Tipos de Escoamentos	<i>22</i>

3.4.3. Equação de Bernoulli	26
3.4.4. Escoamento em Dutos Circulares	27
<b>3.5. Técnicas de Medição no Escoamento de Fluidos</b>	<b>41</b>
3.5.1. Tubo de Pitot	41
3.5.2. Manômetro	44
<b>4. MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>48</b>
<b>4.1. Instrumentos de Medição</b>	<b>48</b>
4.1.1. Pitot	48
4.1.2. Manômetro	49
<b>4.2. Dispositivo estudado</b>	<b>50</b>
<b>4.3. Unidade Piloto</b>	<b>54</b>
4.3.1. Determinação do Comprimento Equivalente	55
4.3.2. Dois dispositivos em Paralelo	57
4.3.3. Três dispositivos em Paralelo	58
<b>4.4. Dispositivo na Indústria</b>	<b>59</b>
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>61</b>
<b>5.1. Variáveis Operacionais Estudadas no Protótipo do Dispositivo</b>	<b>62</b>
5.1.1. Perda de carga singular ( $h_{LS}$ ) versus ângulo de fechamento das palhetas ( $\theta$ )	62
5.1.2. Determinação do Comprimento Equivalente Adimensional do Dispositivo	72
<b>5.2. Dois Dispositivos em Paralelo</b>	<b>80</b>
<b>5.3. Três Dispositivos em Paralelo</b>	<b>84</b>
<b>5.4. Aplicação Industrial</b>	<b>88</b>
<b>6. CONCLUSÕES</b>	<b>94</b>
<b>7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>96</b>
<b>8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>97</b>
<b>9. ANEXOS</b>	<b>100</b>
9.1. Memória de Cálculo	100

## ***LISTA DE FIGURAS***

<b>Figura 3.1</b>	Estrutura do consumo de carvão mineral no Brasil em 2005. (Balanço Energético Nacional 2006 – Ministério das Minas e Energia).	<b>7</b>
<b>Figura 3.2</b>	Oferta Interna de Energia: Estrutura de participação das fontes no Brasil em 2005. (Balanço Energético Nacional 2006 – Ministério das Minas e Energia).	<b>8</b>
<b>Figura 3.3</b>	Oferta Interna de Energia: Estrutura de participação das fontes no mundo em 2004. (Balanço Energético Nacional 2006 – Ministério das Minas e Energia).	<b>8</b>
<b>Figura 3.4</b>	Caldeira Aquotubular com combustão em grelhas rotativas. (BIZZO, 2003).	<b>12</b>
<b>Figura 3.5</b>	Regimes de reações em leito fluidizado. (adaptado de FOGLER, 2002)	<b>13</b>
<b>Figura 3.6</b>	Esquema simplificado de moagem e transporte de carvão pulverizado. (BAZZO, 1995)	<b>14</b>
<b>Figura 3.7</b>	Tipos de fornalha para queima de carvão pulverizado. (REINALDO, 2004).	<b>15</b>
<b>Figura 3.8</b>	Gerador de Vapor UTLA-3 – Complexo Termelétrico Jorge Lacerda. (Tractebel Energia S.A.)	<b>18</b>
<b>Figura 3.9</b>	Esquema de vista superior de parte do fluxograma do processo de geração termelétrica a partir de carvão pulverizado.	<b>19</b>
<b>Figura 3.10</b>	Movimento Relativo entre camadas adjacentes de fluido.	<b>20</b>
<b>Figura 3.11</b>	Experiência de Reynolds para escoamento laminar. (BENNETT e MYERS, 1978).	<b>23</b>
<b>Figura 3.12</b>	Experiência de Reynolds para escoamento turbulento. (BENNETT e MYERS, 1978).	<b>23</b>

<b>Figura 3.13</b>	Desenvolvimento do perfil de velocidade em um escoamento laminar em um tubo. (POTTER e WIGGERT, 2004).	<b>28</b>
<b>Figura 3.14</b>	Desenvolvimento do perfil de velocidade em um escoamento turbulento em um tubo. (POTTER e WIGGERT, 2004).	<b>29</b>
<b>Figura 3.15</b>	Localização da sub-camada viscosa em: a) parede lisa; b) parede rugosa. (POTTER e WIGGERT, 2004)	<b>31</b>
<b>Figura 3.16</b>	Diagrama de Moody. (PERRY, 1999)	<b>32</b>
<b>Figura 3.17</b>	Escoamento em um cotovelo padrão de 90°. (POTTER e WIGGERT, 2004)	<b>38</b>
<b>Figura 3.18</b>	Escoamento de fluido através de orifício concêntrico – formação de vena contracta. Disponível em <a href="http://www.spiraxsarco.com/">http://www.spiraxsarco.com/</a>	<b>39</b>
<b>Figura 3.19</b>	<i>Vena contracta</i> em contração repentina num escoamento de um fluido qualquer.	<b>39</b>
<b>Figura 3.20</b>	<i>Vena contracta</i> em orifício concêntrico num escoamento de um fluido qualquer.	<b>40</b>
<b>Figura 3.21</b>	Leitura de Pressão Estática (a), Pressão Total (b) e Pressão Cinemática (c). (NICOLAU e GÜTHS, 2001).	<b>42</b>
<b>Figura 3.22</b>	Tubo de Pitot Estático. (POTTER e WIGGERT, 2004).	<b>43</b>
<b>Figura 3.23</b>	Manômetro tipo tubo em “U” para pressões pequenas.	<b>45</b>
<b>Figura 3.24</b>	Manômetro tipo tubo em “U” para pressões elevadas.	<b>46</b>
<b>Figura 3.25</b>	Manômetro tipo tubo em “U” instalado num duto com escoamento interno.	<b>46</b>
<b>Figura 4.1</b>	Ilustração de vista geral do dispositivo em duas condições: (a) aberto, (b) fechado.	<b>50</b>
<b>Figura 4.2</b>	Ilustração de vista lateral do dispositivo, a partir de um corte lateral e simétrico em relação ao eixo longitudinal, (a) aberto, (b) fechado.	<b>52</b>
<b>Figura 4.3</b>	Ilustração de vista frontal (a montante) do dispositivo em duas condições: (a) aberto, (b) fechado.	<b>53</b>
<b>Figura 4.4</b>	Ilustração de vista frontal (a jusante) do dispositivo em duas condições: (a) aberto, (b) fechado.	<b>53</b>
<b>Figura 4.5</b>	Fotografia da unidade piloto utilizada para os ensaios experimentais com descrição das principais partes do sistema.	<b>54</b>

<b>Figura 4.6</b>	Fotografia ilustrando protótipo instalado, com detalhe de furação para tomada de variação de pressão estática.	<b>55</b>
<b>Figura 4.7</b>	Esquema ilustrativo da unidade piloto em testes de dois dispositivos em paralelo.	<b>57</b>
<b>Figura 4.8</b>	Esquema ilustrativo da unidade piloto em testes de três dispositivos em paralelo.	<b>58</b>
<b>Figura 4.9</b>	Fotografia ilustrando dispositivo regulador aberto, duas vistas no sentido do fluxo: (a) a montante, (b) a jusante.	<b>59</b>
<b>Figura 4.10</b>	Fotografia ilustrando dispositivo regulador fechado, duas vistas no sentido do fluxo: (a) a montante, (b) a jusante.	<b>59</b>
<b>Figura 4.11</b>	Fotografia ilustrando dispositivo regulador instalado em tubulação de carvão pulverizado que alimenta a caldeira UTLA-3 – Tractebel Energia S.A.	<b>60</b>
<b>Figura 5.1:</b>	Perda de carga singular do dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para $V_0=17,11\text{m/s}$ . Experimento 1-FSP (1).	<b>63</b>
<b>Figura 5.2:</b>	Perda de carga Singular do dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para $V_0=59,71\text{ m/s}$ . Experimento 1-FSP (7).	<b>65</b>
<b>Figura 5.3</b>	Perda de carga Singular do dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para os Experimentos 1-FSP-1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7.	<b>66</b>
<b>Figura 5.4</b>	Coeficiente “a” em função da velocidade inicial de operação do sistema em $\theta=0^\circ$ .	<b>68</b>
<b>Figura 5.5</b>	Velocidade ( $V$ ) <i>versus</i> ângulo de obstrução ( $\theta$ ) para o experimento 1-FSP(7).	<b>69</b>
<b>Figura 5.6</b>	Velocidade ( $V$ ) <i>versus</i> ângulo de obstrução ( $\theta$ ) para o experimento 1-FSP(3).	<b>70</b>
<b>Figura 5.7</b>	Velocidade ( $V$ ) <i>versus</i> ângulo de obstrução ( $\theta$ ) para os experimentos 1-FSP(3), (4), (5), (6) e (7).	<b>71</b>
<b>Figura 5.8</b>	Perda de carga Singular do dispositivo ( $h_{LS}$ ) em função de $V^2/2g$ para $\theta=20^\circ$ .	<b>73</b>
<b>Figura 5.9</b>	Perda de carga Singular do dispositivo em função de $V^2/2g$ para	<b>74</b>

	$\theta=17,3^\circ$ .	
<b>Figura 5.10</b>	Perda de carga Singular do dispositivo em função de $V^2/2g$ para diferentes valores de $\theta$ , desde o dispositivo fechado ( $\theta=20^\circ$ ) até $\theta=8,9^\circ$ .	<b>75</b>
<b>Figura 5.11</b>	Determinação do Coeficiente de perda K para diferentes posições de fechamento do dispositivo, válido para $147000 < Re < 513000$ .	<b>77</b>
<b>Figura 5.12:</b>	Coeficiente de atrito em função do Número de Reynolds para 1-FSP-7.	<b>79</b>
<b>Figura 5.13:</b>	Comprimento Equivalente Adimensional em função do Coeficiente de Perda Singular K para o intervalo $0^\circ < \theta < 20^\circ$ .	<b>80</b>
<b>Figura 5.14</b>	Fechamento Simples do dispositivo da Esquerda, com dispositivo direito aberto e fixo para velocidades iniciais 14,2 e 15,7 m/s. Experimento 2-FSPE (1).	<b>81</b>
<b>Figura 5.15</b>	Fechamento Simples do dispositivo da Esquerda, com dispositivo direito aberto e fixo para velocidades iniciais 48,19 – 49,05 m/s. Experimento 2-FSPE (3).	<b>82</b>
<b>Figura 5.16</b>	Fechamento Simples do dispositivo da Esquerda, com dispositivo direito aberto e fixo. Experimentos 2-FSE (1), 2-FSE (2) e 2-FSE (3).	<b>83</b>
<b>Figura 5.17</b>	Fechamento simples do dispositivo do meio com dispositivos da esquerda e direita abertos. Experimento 3-FSP(1).	<b>84</b>
<b>Figura 5.18</b>	Fechamento duplo dos dispositivos laterais, com dispositivo central fixo. Experimento 3-FDP (2).	<b>86</b>
<b>Figura 5.19</b>	Fechamento simples do dispositivo esquerdo, com dispositivo do meio aberto e dispositivo direito fechado. Experimento 3-FSP (3).	<b>87</b>
<b>Figura 5.20</b>	Perda de carga Singular do dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para os Experimentos C-1, C-2 e C-3.	<b>88</b>
<b>Figura 5.21</b>	Perda de carga Singular do dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para os Experimentos D-1, D-2 e D-3.	<b>89</b>
<b>Figura 5.22</b>	Perda de carga Singular do dispositivo em função de $V^2/2g$ para os experimentos C-1, 2 e 3; D-1,2,3 e 1-FSP (1 a 7), para $\theta=20^\circ$ .	<b>91</b>

## ***LISTA DE TABELAS***

<b>Tabela 3.1</b>	Classificação do Carvão Mineral (adaptado de BORMAN e RAGLAND, 1998).	<b>6</b>
<b>Tabela 3.2</b>	Minerais mais abundantes normalmente encontrados em carvões utilizados na geração termelétrica. (WELLS, et al. 2005).	<b>9</b>
<b>Tabela 3.3</b>	Rugosidade para tubos de materiais de Engenharia. (LEVENSPIEL, 1998)	<b>30</b>
<b>Tabela 3.4</b>	Valores (Indicativos) do Coeficiente $K$ para acessórios de tubulações. (MASSEY, 2004)	<b>36</b>
<b>Tabela 3.5</b>	Comprimentos Equivalentes Adimensionais Representativos para Válvulas. Adaptado de (FOX e MCDONALD, 2006)	<b>38</b>
<b>Tabela 4.1</b>	Descrição de detalhes do dispositivo indicados por números na Figura 4.1 (a).	<b>50</b>
<b>Tabela 4.2</b>	Experimentos de Fechamento Simples do Protótipo (FSP) com descrição de velocidades iniciais de operação.	<b>56</b>
<b>Tabela 4.3</b>	Experimentos de Fechamento Simples do Protótipo Esquerdo (FSPE), com descrição de velocidades iniciais de operação.	<b>57</b>
<b>Tabela 4.4</b>	Experimentos com três dispositivos em paralelo, com descrição de velocidades iniciais de operação.	<b>58</b>
<b>Tabela 4.5</b>	Experimento com dispositivo instalado numa indústria termelétrica, com descrição de velocidades iniciais de operação.	<b>60</b>
<b>Tabela 5.1</b>	Resultados do experimento 1-FSP (1), com $V_0 = 17,11 \text{ m/s}$ .	<b>63</b>
<b>Tabela 5.2</b>	Resultados do experimento 1-FSP(7), com $V_0 = 59,71 \text{ m/s}$ .	<b>64</b>
<b>Tabela 5.2</b>	Dados referentes à função exponencial encontrada para os experimentos de fechamento simples de um dispositivo.	<b>67</b>
<b>Tabela 5.4</b>	Dados para a determinação de $h_{LS}$ versus $V^2/2g$ para 1-FSP – 1,2,3,4,5,6 e 7 para $\theta = 20^\circ$ .	<b>72</b>

<b>Tabela 5.5</b>	Equações de retas obtidas e utilizadas para a determinação do coeficiente de perda K no intervalo: $8,87^\circ < \theta < 20,00^\circ$ .	<b>76</b>
<b>Tabela 5.6</b>	Determinação do Comprimento Equivalente Adimensional a partir de 1-FSP-3.	<b>78</b>
<b>Tabela 5.7</b>	Determinação do Comprimento Equivalente Adimensional a partir de 1-FSP-7.	<b>78</b>
<b>Tabela 5.8</b>	Variação de Vazão Volumétrica para os Experimentos 2-FSPE (1), 2-FSPE (2) e 2-FSPE (3).	<b>82</b>
<b>Tabela 5.9</b>	Variação de vazão volumétrica para o Experimento 3-FSP (1).	<b>85</b>
<b>Tabela 5.10</b>	Variação de vazão volumétrica para o Experimento 3-FDP (2).	<b>86</b>
<b>Tabela 5.11</b>	Variação de vazão volumétrica para o Experimento 3-FSP (3).	<b>87</b>
<b>Tabela 5.12</b>	Dados referentes à função exponencial encontrada para os experimentos de fechamento simples do dispositivo instalado na indústria.	<b>90</b>
<b>Tabela 5.13</b>	Valores do Coeficiente de perda K para os experimentos C-1, 2 e 3; D-1, 2 e 3 e 1-FSP- (1 a 7) para $\theta=20^\circ$ .	<b>92</b>
<b>Tabela 5.14</b>	Valores do Coeficiente de perda K para os experimentos C-3, D-3 e 1-FSP (7) para $\theta=20^\circ$ .	<b>92</b>



## ***LISTA DE SÍMBOLOS***

<b><i>A</i></b>	Área	<b><math>\text{m}^2</math></b>
<b><i>A<sub>0</sub></i></b>	Área de um orifício concêntrico	<b><math>\text{m}^2</math></b>
<b><i>A<sub>1</sub></i></b>	Área inicial de escoamento	<b><math>\text{m}^2</math></b>
<b><i>A<sub>2</sub></i></b>	Área final numa contração repentina	<b><math>\text{m}^2</math></b>
<b><i>A<sub>C</sub></i></b>	Área mínima da vena contracta	<b><math>\text{m}^2</math></b>
<b><i>e</i></b>	Altura média da Rugosidade	<b>mm</b>
<b><i>e/D</i></b>	Rugosidade Relativa	
<b><i>C<sub>c</sub></i></b>	Fator de determinação da área da <i>vena contracta</i>	
<b><i>f</i></b>	Coefficiente de Atrito - Darcy	
<b><i>f<sub>F</sub></i></b>	Coefficiente de Atrito - Fanning	
<b><i>F</i></b>	Força	<b>N</b>
<b><i>g</i></b>	Gravidade	<b><math>\text{m/s}^2</math></b>
<b><i>h</i></b>	Altura geométrica	<b>m</b>
<b><i>h<sub>LS</sub></i></b>	Perda de carga singular do acessório	<b>m</b>
<b><i>h<sub>LT</sub></i></b>	Perda de carga total do sistema	<b>m</b>
<b><i>h<sub>T</sub></i></b>	Perda de carga da tubulação	<b>m</b>
<b><i>K</i></b>	Coefficiente de Perda	
<b><i>L</i></b>	Comprimento de escala do campo de escoamento	<b>m</b>
<b><i>L<sub>e</sub></i></b>	Comprimento de Entrada	<b>m</b>
<b><i>L<sub>i</sub></i></b>	Comprimento do núcleo não viscoso	<b>m</b>
<b><i>L<sub>d</sub></i></b>	Comprimento de início de desenvolvimento do perfil de velocidade	<b>m</b>
<b><i>L<sub>EQ</sub></i></b>	Comprimento Equivalente	<b>m</b>
<b><i>L<sub>EQ</sub>/D</i></b>	Comprimento Equivalente Adimensional	
<b><i>M</i></b>	Número de Mach	
<b><i>MM<sub>ar</sub></i></b>	Massa Molecular do ar	<b>kg/kgmol</b>
<b><i>Q</i></b>	Vazão Volumétrica	<b><math>\text{m}^3/\text{s}</math></b>
<b><i>Q<sub>f</sub></i></b>	Vazão Volumétrica Final	<b><math>\text{m}^3/\text{s}</math></b>

$Q_i$	Vazão Volumétrica Inicial	$\text{m}^3/\text{s}$
$p$	Pressão	$\text{N}/\text{m}^2$
$p_c$	Pressão Cinemática	$\text{N}/\text{m}^2$
$p_e$	Pressão Estática	$\text{N}/\text{m}^2$
$p_t$	Pressão Total	$\text{N}/\text{m}^2$
<b>PCS</b>	Poder Calorífico Superior	<b><math>\text{kJ}/\text{kg}</math></b>
$Re$	Número de Reynolds	
$Re_{\text{crítico}}$	Número de Reynolds Crítico	
$V$	Velocidade	$\text{m}/\text{s}$
$W$	Energia suprida pelo sistema	<b><math>\text{m}</math></b>
$z$	Altura geométrica	<b><math>\text{m}</math></b>
$\rho$	Massa específica	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\rho_{ar}$	Massa específica do ar	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\rho_m$	Massa específica do fluido manométrico	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\mu$	Viscosidade Absoluta	<b><math>\text{Pa}\cdot\text{s}</math></b>
$\nu$	Viscosidade Cinemática	$\text{m}^2/\text{s}$
$\tau$	Tensão de cisalhamento	$\text{N}/\text{m}^2$
$\eta$	Eficiência de equipamento	
$\delta_V$	Espessura da sub-camada viscosa	<b><math>\text{mm}</math></b>

## ***RESUMO***

A geração de energia termelétrica a partir da utilização de carvão mineral como combustível ainda consiste num ramo importante no cenário mundial de matrizes energéticas, apesar de políticas atuais de redução do consumo de combustíveis derivados de fontes de energia não renováveis. Em Usinas Termelétricas de grande porte, o carvão mineral é pulverizado e alimentado em caldeiras através de bicos queimadores. Nesse contexto, alguns problemas operacionais podem acontecer em decorrência da natureza abrasiva deste mineral e da desigual distribuição de fluxo de combustível nas tubulações que alimentam os queimadores. Entre eles, destacam-se o desgaste excessivo de bicos dispersores de combustível e o superaquecimento localizado em determinadas regiões da caldeira, problemas causados principalmente pela distribuição desigual de carvão mineral pulverizado nos dutos que alimentam as caldeiras. Sendo assim, o presente trabalho propõe o estudo de um dispositivo regulador e direcionador de fluxo de fluidos, projetado para ser instalado numa Usina Termelétrica com o objetivo de uma equalização de velocidades da mistura de ar e combustível, visando à redução de problemas operacionais que induzam a indústria a paradas forçadas. Para isso, foi desenvolvida uma unidade piloto para ensaios com protótipos do dispositivo, com a utilização de ar frio como fluido de escoamento. Esta Unidade permitiu a realização de ensaios experimentais com um protótipo, e com dois ou três protótipos trabalhando com fluxos de ar em paralelo. Os resultados obtidos a partir destes ensaios permitiram a avaliação da perda de carga singular em função da regulação do mesmo, sendo que um comportamento exponencial foi verificado. Além disso, foi possível a determinação do comprimento equivalente adimensional do protótipo. Por fim, a instalação do dispositivo no meio industrial foi executada, e testes adicionais visando à comparação dos resultados obtidos a partir da unidade piloto foram realizados. Sendo assim, este estudo possibilitou o conhecimento das características do dispositivo projetado, bem como permitiu uma estimativa de sua influência na dissipação de energia em escoamentos internos, incompressíveis e em regime turbulento. Foi demonstrado e comprovado também que o protótipo é útil na avaliação das características gerais do dispositivo, porém para a quantificação da dissipação de energia do sistema operando com carvão mineral, estudos complementares necessitam ser realizados.

Palavras chave: Dispositivo Regulador, Fluxo de Fluidos, Carvão Mineral.

## ***ABSTRACT***

The use of mineral coal in the generation of energy is still an important source in the world –wide scene of energy production, inspite of corrent policies aiming at the reduction of the use of fuels derived from non-renewable energy sources. In large Thermoelectric Plants, the mineral coal is sprayed and fed in the boilers through burners. Some operational problems can happen as a result of the abrasive nature of this mineral as well from uneven distribution of the fuel flow in the tubes that feed the burners. The latter is the main cause of excessive wear of dispersive burners and the overheating in some specific areas of the boilers. Thus, the present work intends to study a regulating and directioning device of fluid flow, projected to be installed in a thermoelectric plant with the objective of equalizing the speed of air and fuel mixture, therefore reducing the operational problems. For that, a pilot unit was developed for experiments with the prototypes of the device, in which cold air was used as draining fluid. This unit allowed the acomplishment of the experiments with on prototype and two or three more prototypes working with air flow in parallel. The results obtained allowed the evaluation of the loss of a singular load as a result of the regulation of the prototype, and an exponencial pattern was verified. Moreover, the determination of the equivalent non-dimensional length of the prototype was possible. Finally, the installation of the device in an industry was executed, and additional tests aiming at the comparison of the obtained results from the pilot unit were carried out. Thus, this study allowed the knowledge of the projected device characteristics, as well as an estimate of its influence in the energy waste in internal, incompressible and turbulent regimen drainings. It was demonstrated and also proven that the prototype is useful in the evaluation of the general characteristics of the device, however for the quantification of the energy waste of the system operating with mineral coal, complementary studies need to be carried done.

Words key: Regulating device, Fluid Flow, Mineral Coal.

## ***CAPÍTULO 1***

### ***1. INTRODUÇÃO***

---

A utilização de carvão mineral pulverizado como combustível para o aquecimento de água em caldeiras aquotubulares e posterior geração e superaquecimento de vapor apresenta-se como o princípio de funcionamento de Usinas de Geração Termelétrica. Com a obtenção de vapor superaquecido a partir do calor fornecido pela queima do combustível fóssil, palhetas de turbinas são movimentadas e induzem a geração de energia elétrica.

Os geradores de vapor aquotubulares, que utilizam carvão pulverizado como combustível, podem apresentar problemas de superaquecimento localizado ou desgaste excessivo dos dispersores dos bicos queimadores de combustível. Isso pode reduzir a eficiência do processo ou até mesmo provocar danos que levem a interrupções forçadas na geração de energia elétrica. Uma das causas relacionadas a estes problemas é a distribuição não uniforme de carvão pulverizado entre as tubulações que dividem o fluxo e alimentam os bicos queimadores da caldeira. Logo, se uma tubulação, por algum motivo concentrar uma maior quantidade de carvão, esta pode induzir um desgaste maior do bico queimador ou a um superaquecimento numa região da fornalha, na qual este bico queimador injeta e queima o combustível. A utilização de dispositivos reguladores de fluxo constitui-se numa solução para a minimização destes problemas.

Sabe-se que muitos segmentos industriais necessitam de dispositivos de regulação de fluxos de fluidos. No mercado existem diversos acessórios controladores de fluxos, entre eles a válvula globo, a válvula gaveta, a válvula agulha, os bocais de obstrução, dentre outros. Entretanto, a obstrução ao fluxo pode ocasionar perdas de carga excessivas, turbulências,

alteração no sentido do fluxo, deposição de materiais, corrosão, entre outras consequências. E no caso dos bocais de obstrução, estes são projetados para suprirem uma necessidade de perda de carga fixa, logo não permitem a etapa de regulação.

Tendo em vista o exposto acima, este estudo será fundamentado na análise de um dispositivo regulador e direcionador de fluxo de fluidos, projetado para ser instalado em dutos de carvão pulverizado que alimentam queimadores de uma caldeira numa Usina Termelétrica.

Por se tratar de um material muito abrasivo, o carvão mineral é responsável por causas frequentes de falhas em tubulações e moinhos de usinas termelétricas, o que pode ocasionar problemas operacionais sérios. Sendo assim, a geometria e o revestimento das partes móveis do dispositivo, que entram em contato direto com o material particulado, foram projetados de maneira a minimizar os efeitos abrasivos do mineral.

No caso do revestimento o material utilizado foi alta alumina, que apresenta uma dureza mais elevada que a do aço, como também maior que a dos constituintes mais abrasivos presentes no carvão mineral.

Já a geometria do dispositivo estudado é favorável a um aumento de perda de carga suave e progressiva no sistema. Isso quer dizer que em condição de fechamento máximo, o dispositivo não oferece uma resistência muito grande ao escoamento de fluido. Com isso, espera-se que provoque uma dissipação de energia necessária para a equalização de velocidades entre as tubulações abordadas, dentro dos limites de velocidade do processo.

Após essa breve introdução com um enfoque na justificativa do trabalho realizado, os objetivos serão abordados no capítulo 2. Posteriormente, o capítulo 3 fundamentará a pesquisa com base numa revisão bibliográfica relacionada ao estudo desenvolvido. O capítulo 4 apresenta a metodologia empregada na realização dos procedimentos experimentais e o capítulo 5 apresenta as discussões dos resultados desses ensaios. As conclusões pertinentes aos ensaios realizados serão detalhadas no capítulo 6. Já o capítulo 7 apresenta sugestões para trabalhos futuros, que poderão ser aproveitadas em outros projetos de pesquisa relacionados.

## ***CAPÍTULO 2***

### ***2. OBJETIVOS***

---

#### ***2.1. Objetivo Geral***

O objetivo geral do presente trabalho consiste no estudo de um dispositivo projetado para atuar como regulador de fluxo de carvão mineral pulverizado numa indústria termelétrica, visando minimizar alguns problemas operacionais como o desgaste excessivo de bicos queimadores e o superaquecimento localizado em determinadas regiões de caldeiras.

##### **2.1.1. Objetivos Específicos**

- Confecção de protótipos do dispositivo para a realização de ensaios experimentais numa Unidade Piloto, em escala de laboratório;
- Estudo da variação de perda de carga em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para os protótipos fabricados, em diferentes intervalos de velocidade;
- Determinação do coeficiente de perda  $K$ , em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução;
- Determinação do comprimento equivalente adimensional do protótipo para condições específicas de aplicações industriais;
- Avaliação de ensaios experimentais numa Unidade Piloto, para a verificação do comportamento fluido-dinâmico quando se associa os dispositivos em paralelo; para duas e três tubulações;

- Acompanhamento da instalação dos dispositivos em escala real numa Usina Termelétrica;
  - Realização de ensaios experimentais de medição de variação de pressão estática, em função da regulação dos dispositivos, em intervalos de velocidade diferentes;
  - Determinação do comprimento equivalente adimensional do dispositivo regulador instalado;
- Análise e comparação dos resultados obtidos em laboratório com os obtidos na Usina Termelétrica.



## ***CAPÍTULO 3***

### ***3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA***

---

Este capítulo visa ao aprofundamento de conceitos importantes no entendimento do trabalho descrito, o que será fundamentado com o auxílio de referências bibliográficas inseridas no contexto da área de estudo. Inicialmente, aspectos relacionados ao carvão mineral e à sua utilização como combustível em usinas de geração termelétrica serão abordados. Posteriormente, conceitos e definições referentes ao escoamento de fluidos em tubulações, bem como técnicas de instrumentação, serão discutidos.

#### ***3.1. Carvão Mineral***

##### **3.1.1. Origem e Classificação**

O carvão mineral é um combustível natural fóssil, resultante da transformação da madeira de grandes florestas soterradas há centenas de milhões de anos, sujeita à ação da pressão, temperatura e bactérias. A pressão do solo, calor e movimento da crosta terrestre produziam a destilação dos produtos gasosos dos pântanos para formar lignitos. A contínua atividade subterrânea propiciou progressivamente a redução do conteúdo gasoso dos carvões para formar diferentes classificações: turfa, lignito, betuminoso e antracito. (TORREIRA,1995)

Este mineral encontra-se distribuído por toda a crosta terrestre, com incidências superficiais ou profundas, e com vários graus de pureza. O grau de pureza é decorrente das condições físicas e químicas com que o material permaneceu durante o soterramento, do tempo, da natureza dos materiais soterrados e da atividade de bactérias anaeróbias. Todos esses fatores podem contribuir na diminuição da umidade e matéria volátil e no aumento do teor de carbono do mineral.

A classificação do carvão é baseada na porcentagem de carbono fixo para carvões de alta categoria e, no poder calorífico para carvões de baixa categoria, ambos calculados em base seca sem matéria inorgânica, conforme apresenta a Tabela 3.1.

**Tabela 3.1:** Classificação do Carvão Mineral (adaptado de BORMAN e RAGLAND, 1998).

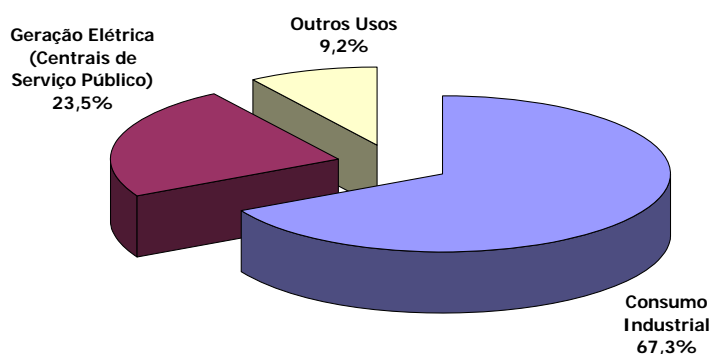
Categoria		Carbono Fixo (%)	PCS (kJ/kg)
Antracito	Meta-Antracito	98	
	Antracito	92-98	
	Semi-Antracito	86-92	
	Betuminoso - teor baixo de voláteis	78-86	
	Betuminoso - teor médio de voláteis	69-78	
Betuminoso	Betuminoso - teor elevado de voláteis A		>32536
	Betuminoso - teor elevado de voláteis B		32536
	Betuminoso - teor elevado de voláteis C		30212
	Sub-betuminoso A		26726
Sub-betuminoso	Sub-betuminoso B		24402
	Sub-betuminoso C		22078
Linhito	Linhito A		19289,2
	Linhito B		<14641,2

O carvão fóssil tem suas características extremamente variáveis, principalmente levando-se em conta o teor de enxofre e cinzas, os quais não são desejáveis por implicarem em uma série de problemas ambientais. Na Europa e nos Estados Unidos consegue-se um carvão com baixo teor de cinzas, inferior mesmo a 5%. No Brasil, cujas reservas situam-se principalmente nos estados do Rio Grande do Sul e Santa Catarina, em diversas minas o carvão apresenta teores de cinzas superiores a 40%. (BAZZO, 1995). Essas reservas são na grande maioria constituídas de carvão betuminoso.

### 3.1.2. Utilização

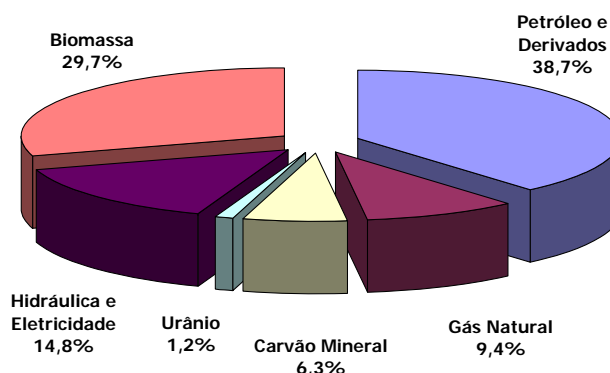
O uso do carvão mineral no Brasil se dá segundo duas classificações. A primeira delas é referente à utilização do carvão vapor (energético), que é nacional e tem cerca de 85% da sua aplicação na geração elétrica. Já o carvão metalúrgico, importado, tem a característica de se expandir num processo de combustão incompleta, produzindo o coque, o qual é especialmente usado na indústria siderúrgica.

A Figura 3.1 apresenta a estrutura do consumo de carvão mineral no Brasil no ano de 2005. Observa-se que a utilização de carvão neste ano para a geração de energia elétrica foi de cerca de 23% do total consumido no país.

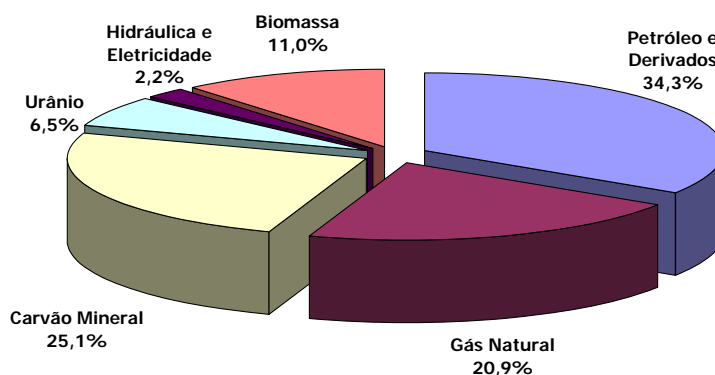


**Figura 3.1:** Estrutura do consumo de carvão mineral no Brasil em 2005. (Balanço Energético Nacional 2006 – Ministério das Minas e Energia).

As Figuras 3.2 e 3.3 apresentam a estrutura de participação das diferentes fontes de energia no Brasil e no mundo, respectivamente. No cenário nacional, o carvão representa 6,3% da oferta interna de energia, enquanto que no mundo inteiro este mineral ocupa uma fatia considerável de 25,1% da oferta total de energia. Sendo assim, apesar das políticas de tendência à redução do consumo de fontes de energia não renováveis, é provável que o carvão mineral ainda seja utilizado como combustível por muitas décadas. Isto pode ser explicado não só pela quantidade de reservas ainda inexploradas, como também pela tecnologia instalada em diversos países que utilizam a geração termelétrica como parte integrante de suas matrizes energéticas. Contudo, por outro lado, políticas mais severas de controle de poluição e substituição gradativa de fontes não renováveis de energia por fontes renováveis são tendências importantes no mundo atual.



**Figura 3.2:** Oferta Interna de Energia: Estrutura de participação das fontes no Brasil em 2005. (Balanço Energético Nacional 2006 – Ministério das Minas e Energia).



**Figura 3.3:** Oferta Interna de Energia: Estrutura de participação das fontes no mundo em 2004. (Balanço Energético Nacional 2006 – Ministério das Minas e Energia).

### 3.1.3. Comportamento abrasivo

O comportamento abrasivo do carvão mineral é fonte de preocupação na manutenção de usinas termelétricas. Muitos problemas operacionais sérios podem ser causados pelas propriedades abrasivas e erosivas deste material. O desgaste dos componentes dos moinhos, desgaste das tubulações que transportam o carvão até a caldeira e dos queimadores, são problemas que podem conduzir a falhas mecânicas e redução da eficiência da combustão. Sendo assim, para que eventuais falhas dessa natureza sejam prevenidas, faz-se necessário o entendimento das propriedades desse mineral.

O carvão mineral contém um grande número de minerais, mas é geralmente conhecido que o quartzo ( $\text{SiO}_2$ ) e a pirita ( $\text{FeS}_2$ ), minerais que são mais duros que o aço, são os principais componentes do carvão responsáveis pelo desgaste e abrasão. Argilas, carbonatos, sulfatos e fosfatos são muito mais macios e têm pouco efeito nos processos de desgaste. A natureza dos minerais quartzo e pirita em termos de dureza, forma e grau de inclusão podem variar consideravelmente para diferentes carvões. (WELLS, et al. 2004)

Para uma análise do comportamento abrasivo do carvão mineral, é preciso que se leve em conta dois tipos de minerais constituintes, os inclusos e os exclusivos. Os minerais exclusivos são liberados da matriz carbonosa durante a etapa de moagem, principalmente na obtenção de carvão mineral pulverizado. Por outro lado, os minerais inclusos não se desprendem da matriz carbonosa durante a moagem, e tendem a atuar com comportamento lubrificante durante esta etapa do processo. Alguns estudos têm sugerido que, por esta razão, o quartzo apresenta um comportamento abrasivo de 2 a 5 vezes maior que a pirita, em função deste ser um mineral excluído, enquanto a pirita normalmente permanece na matriz de carvão.

A Tabela 3.2 lista alguns dos minerais mais abundantes encontrados nos carvões consumidos em Usinas Termelétricas, e apresenta a dureza de cada um deles na Escala de Mohs'. Outros minerais geralmente encontram-se presentes em menor escala, e pode-se dizer que pouco contribuem nas propriedades abrasivas do carvão mineral. Além disso, pode ser visualizada também a dureza do aço, material que normalmente é utilizado na fabricação dos moinhos de carvão pulverizado, para efeito de comparação.

**Tabela 3.2:** Minerais mais abundantes normalmente encontrados em carvões utilizados na geração termelétrica. (WELLS, et al. 2005).

Nome do mineral	Fórmula Química	Dureza (Escala Mohs')
Quartzo	$\text{SiO}_2$	7,0
Pirita	$\text{FeS}_2$	6,0-6,5
Aço		5,0-6,0
Siderita	$\text{FeCO}_3$	4,0-4,5
Dolomita	$\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2$	3,5-4,0
Ankerita	$\text{Ca}(\text{Mg,Fe})(\text{CO}_3)_2$	3,5-4,0
Calcita	$\text{CaCO}_3$	3,0
Muscovita	$\text{KAl}_3\text{Si}_3\text{O}_{10}(\text{OH})_4$	2,5-3,0
Caolinita	$\text{Al}_2\text{Si}_2\text{O}_5(\text{OH})_4$	2,0-2,5
Ilita	$\text{KMg}_3\text{Fe}_3\text{Al}_3\text{Si}_3\text{O}_{10}(\text{OH})_4$	1,0-2,0

Em função da natureza dos minerais mais abundantes normalmente encontrados no carvão, este mineral apresenta um comportamento abrasivo quando em contato com aço comercial. Sendo assim, o trabalho em questão considera a utilização de material cerâmico constituído de alta alumina, material de alta dureza, no revestimento de parte do dispositivo estudado. Entretanto, o estudo das características deste material não se enquadra dentro dos objetivos deste trabalho.

### ***3.2. Combustão do Carvão Mineral***

O carvão mineral, assim como todos os combustíveis sólidos em geral, ao entrar numa zona de combustão, passa por quatro etapas até a reação se completar. Na seqüência, as etapas são o aquecimento, a secagem, a pirólise e a combustão.

Ao entrar numa região de combustão como uma fornalha, por exemplo, a partícula de carvão troca calor por radiação e convecção com os gases quentes que se encontram no interior da câmara, e por ventura também por radiação com as paredes desse local. Com o aquecimento prosseguindo, a temperatura aumenta até a temperatura de saturação da água presente no sólido, e a partir daí inicia-se a etapa de secagem com conseqüente evaporação da água não ligada ao sólido.

Depois da secagem, o material continua a sofrer aquecimento e acontece então uma decomposição térmica da fração volátil do combustível, que se decompõe em gases de baixo peso molecular como CO, CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub>O<sub>(g)</sub>, H<sub>2</sub> e outros, além de vapores de elevado peso molecular, denominados alcatrão. Essa decomposição térmica é chamada de pirólise, etapa que antecede à reação de combustão do carbono contido no carvão. Alguns dos produtos formados durante a pirólise são combustíveis, portanto queimam e auxiliam no aquecimento da partícula.

Quando a pirólise termina, o oxigênio pode se difundir para o interior da partícula até o resíduo carbonoso, inicia-se então a reação de combustão. Todavia, dependendo da quantidade de cinza presente no carvão mineral, a combustão pode ocorrer por duas maneiras diferentes, ou seja, dois modelos de combustão são propostos para esse caso: o modelo de núcleo exposto e o modelo do núcleo não reagido.

Para carvões com teores baixos de cinza, pode-se supor que não aconteça a formação de camadas de cinza sobre a partícula. Sendo assim, o oxigênio não sofre resistência adicional para alcançar a matriz carbonosa e reagir com ela. Conforme este modelo proposto, o modelo de núcleo exposto, o oxigênio é consumido na superfície da partícula, o que leva a uma diminuição da espessura da camada de carvão ao longo da reação.

Conforme já exposto, no Brasil os teores de cinza no carvão mineral podem superar os 40%, por isso um modelo que considere a formação de uma camada de cinza ao redor da partícula que está sendo consumida normalmente aproxima-se mais da realidade para carvões consumidos neste país. Isto é proposto pelo modelo do núcleo não reagido: com a formação de uma camada de cinza, os gases têm que se difundir nesta camada antes de consumir a matriz carbonosa, o que acaba por gerar uma resistência à difusão dos gases.

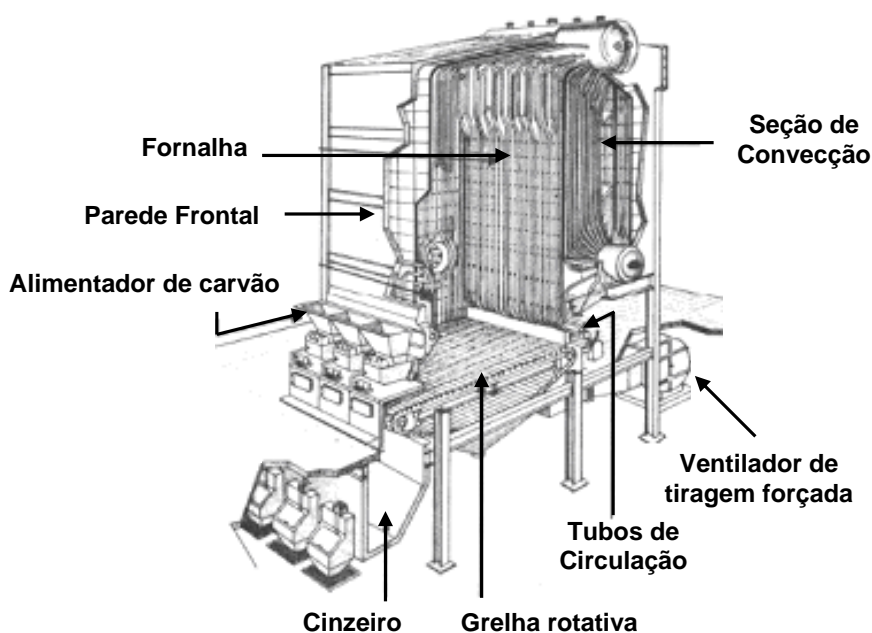
### **3.2.1. Combustão em Leito Fixo**

A combustão em leito fixo é também denominada combustão em grelha, e trata-se de um dos sistemas de queima contínua de combustíveis sólidos mais antigos. A grelha é utilizada para suportar o carvão, e através dela é insuflado o ar necessário para a reação de combustão, com velocidades relativamente baixas para não provocar o arraste das partículas. Com o objetivo de aumentar a eficiência do processo, alguns sistemas utilizam fluxo de ar cruzado e grelhas rotativas, conforme ilustra a Figura 3.4.

As fornalhas de queima em leito fixo ou em grelhas têm sido projetadas para atenderem caldeiras de pequeno e médio porte, em geral com capacidades inferiores a 200.000 kg/h de vapor. Com a implantação de caldeiras de maior porte, particularmente para usos em centrais termelétricas, considerações de ordem prática e econômica limitaram a aplicação a grelhas, que passaram a ceder lugar para fornalhas de carvão pulverizado. (BAZZO, 1995)

Contudo, uma vantagem dos sistemas com queima de carvão em grelhas é que o sólido não necessita de uma preparação rigorosa, ou seja, não necessita de equipamentos eficientes de moagem, podendo ser utilizado às vezes praticamente como proveniente da mina. Nesse tipo de combustão, utiliza-se uma granulometria do carvão na faixa de 1 a 10 cm.

Atualmente, este sistema é mais utilizado para a combustão de lenha, resíduos vegetais, bagaço de cana-de-açúcar e lixo urbano.



**Figura 3.4:** Caldeira Aqüotubular com combustão em grelhas rotativas. (BIZZO, 2003).

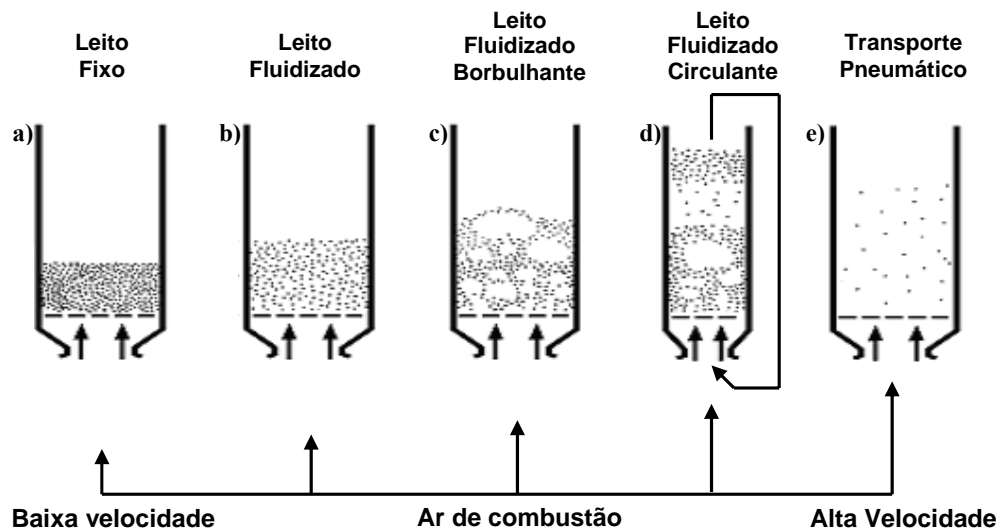
### 3.2.2. Combustão em Leito Fluidizado

Nas reações que acontecem em leitos fluidizados, a corrente do fluido que reage é introduzida no fundo do reator a uma velocidade que força os sólidos a flutuarem na corrente do fluido, mas sem serem carregados para fora do sistema. Nesta situação, todo o leito de partículas se comporta como um líquido em ebulição, contendo grandes bolhas elevando-se rapidamente através do leito, o que tende a igualar a composição da mistura e a temperatura ao longo do leito. (LEVENSPIEL, 1983).

A Figura 3.5 apresenta um esquema ilustrativo dos vários regimes de fluidização. A velocidade mínima de fluidização corresponde à velocidade suficiente para manter as partículas suspensas localmente, condição representada pela letra (b). A letra (a) apresenta um leito fixo, no caso da velocidade do ar ser inferior à velocidade mínima de fluidização. Para a condição (c), o leito fluidizado é dito borbulhante, isso ocorre quando a velocidade do gás é superior ao valor mínimo de fluidização, o que tem como consequência a formação de bolhas. Quando a velocidade do ar é muito elevada a ponto de arrastar as partículas sólidas, o material arrastado pode ser recirculado para dentro do reator, o que pode ser visualizado em (d). Por



fim, quando os sólidos são arrastados de forma dispersa sem posterior recirculação, trata-se da situação de transporte pneumático que tem aplicação em sistemas de combustão de carvão pulverizado, tópico que será abordado adiante.



**Figura 3.5:** Regimes de reações em leito fluidizado. (adaptado de FOGLER, 2002)

No processo de combustão em leito fluidizado, o tamanho de partícula deve ser inferior a 10 mm. Entre as vantagens desse tipo de combustão destaca-se a eficiência da transferência de calor e de massa no leito, consequência da intensa agitação das partículas e do eficiente contato entre elas e o ar de combustão. Todavia, o principal benefício em relação à queima de carvão pulverizado é a possibilidade da inserção de materiais absorventes de  $\text{SO}_x$  no leito, reduzindo dessa forma a poluição ambiental. Além disso, a quantidade de  $\text{NO}_x$  produzida também é menor, em função da temperatura do leito ser mais baixa.

### 3.2.3. Combustão de Carvão Pulverizado

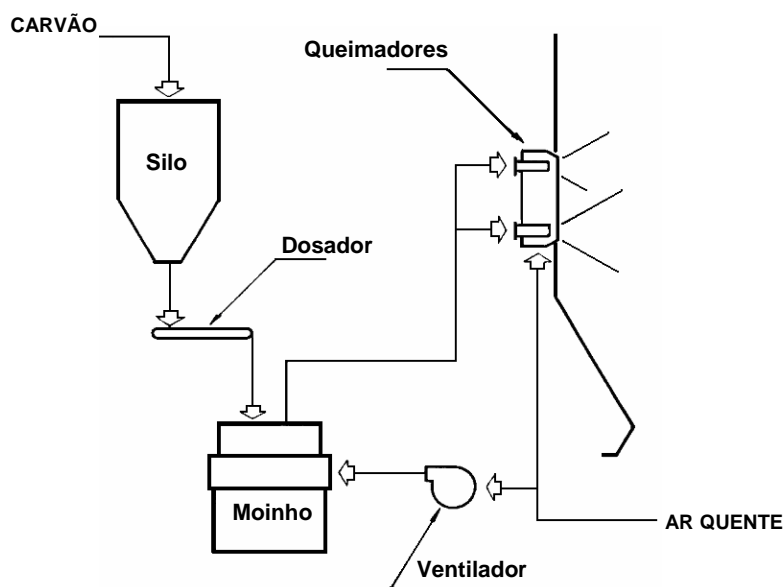
As fornalhas com queima de carvão pulverizado, ou em suspensão, são utilizadas em sistemas com elevada capacidade de geração de energia termelétrica, sendo portanto, normalmente parte constituinte de caldeiras aquotubulares.

O processo de queima em suspensão de carvão mineral exige o emprego de equipamentos auxiliares de armazenagem, transporte, moagem e separação, além de outros

equipamentos complementares de operação, o que evidentemente reflete no custo inicial de implantação e também no custo de operação e manutenção de uma usina desse gênero e porte.

De maneira geral, conforme apresenta a Figura 3.6, o carvão mineral armazenado em silos é dosado e transportado até os moinhos, onde é moído e pulverizado. Posteriormente, a mistura de sólido pulverizado e ar são encaminhados pneumaticamente pelo ar primário até a fornalha da caldeira, onde é alimentada através de bicos queimadores. Nos queimadores acontece a entrada de ar secundário, pré aquecido, necessário à reação de combustão. Outros detalhes importantes serão abordados na seção de geração termelétrica.

Para esse tipo de combustão, as especificações de tamanho de partícula de carvão normalmente são de 70% passante em malha 200 mesh, ou seja, partículas com tamanho inferior a 75  $\mu\text{m}$ .



**Figura 3.6:** Esquema simplificado de moagem e transporte de carvão pulverizado. (BAZZO, 1995)

### 3.3. Geração Termelétrica

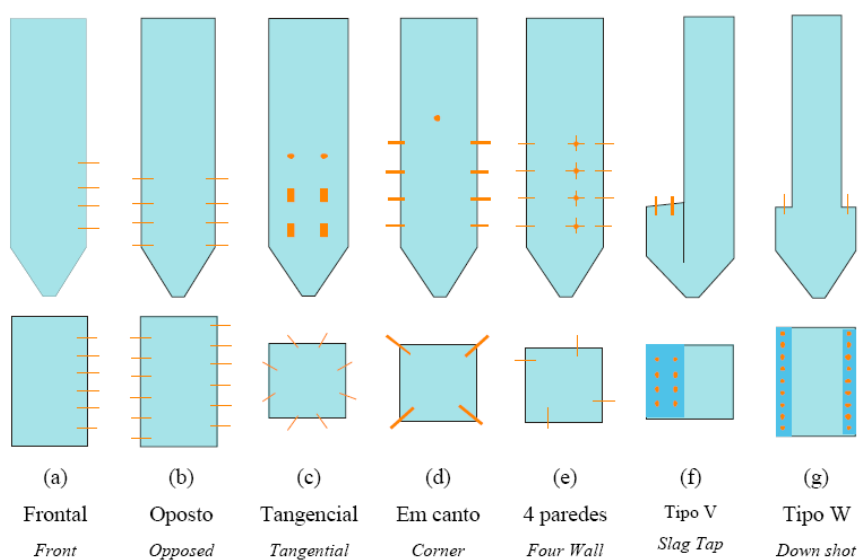
As unidades geradoras de vapor são construídas de acordo com normas ou códigos vigentes no país e de forma a melhor aproveitar a energia liberada pela queima de determinado tipo de combustível. (BAZZO, 1995).

Em Usinas Termelétricas de grande porte, normalmente são utilizados geradores aqüotubulares, tópico que será abordado a seguir.

### 3.3.1. Caldeiras Aqüotubulares

Pode-se dizer que a necessidade de se obter maior produção de vapor bem como de pressões e temperaturas elevadas foi solucionada com o advento de geradores aqüotubulares.

As caldeiras aqüotubulares são baseadas na transferência de calor entre os gases gerados na combustão de um combustível e a água, que circula internamente em tubos dispostos ao longo do gerador de vapor. Podem apresentar configurações bastante diferentes no arranjo e disposição dos bicos queimadores alimentadores de carvão. A Figura 3.7 ilustra de maneira simplificada os principais tipos de arranjos de fornalhas. As letras (a), (b), (f) e (g) indicam queimadores de parede. Nestes casos o ar primário, que movimenta o carvão pulverizado, alcança a fornalha através de um anel em torno do queimador de arranque, onde existe também uma ou mais entradas para o ar de combustão. Já as letras (c), (d) e (e) apresentam configurações de queima tangencial, com direcionamento dos queimadores ao longo de uma linha tangente a um círculo imaginário no centro da fornalha, criando assim um grande turbilhão. Com a queima do carvão forma-se então uma grande chama esférica, que é controlada pela inclinação dos queimadores.



**Figura 3.7:** Tipos de fornalha para queima de carvão pulverizado. (REINALDO, 2004).

No caso de usinas termelétricas de grande porte, que queimam carvão mineral pulverizado como combustível, os geradores de vapor necessitam de equipamentos auxiliares no processo, que visam ao melhor aproveitamento da energia liberada durante o processo de combustão.

### **3.3.2. Caldeiras e Auxiliares**

Apesar das caldeiras utilizadas em Usinas Termelétricas eventualmente apresentarem configurações diferentes, em geral as principais seções se repetem e estão descritas a seguir.

A fornalha da caldeira compreende uma câmara de combustão, envolta por uma parede de água. O combustível é alimentado nessa câmara através de bicos queimadores que sopram uma mistura de ar e combustível para dentro da fornalha e, durante o processo de combustão, as cinzas pesadas caem por gravidade até um selo de água. Já as cinzas leves são arrastadas juntamente com os gases de combustão até serem separadas do processo por precipitadores eletrostáticos.

As paredes d'água que envolvem a fornalha constituem-se em diversos tubos com água no seu interior. À medida que a água aquece, sua massa específica diminui. Isso faz com que ocorra uma circulação natural do líquido que tende a subir pelos tubos até o tambor. Todavia, em unidades de grande porte esta circulação natural não é suficiente para uma movimentação adequada de água, e o uso de bombas é fundamental no processo.

O tambor, juntamente com a fornalha e as paredes d'água, forma o corpo da caldeira. Constitui-se num meio de armazenagem da água de circulação que vem do economizador e que, posteriormente, movimenta-se pelas paredes. Com o aquecimento, vapor saturado é produzido e é encaminhado através do tambor aos superaquecedores.

Os superaquecedores consistem em feixes tubulares destinados a aumentar a temperatura do vapor gerado acima do seu ponto de saturação. São dispostos ao longo do caminho de saída dos gases de combustão e podem absorver energia por radiação e por convecção, superaquecendo o vapor saturado que deixa o tambor separador para enviá-lo até o primeiro estágio da turbina.

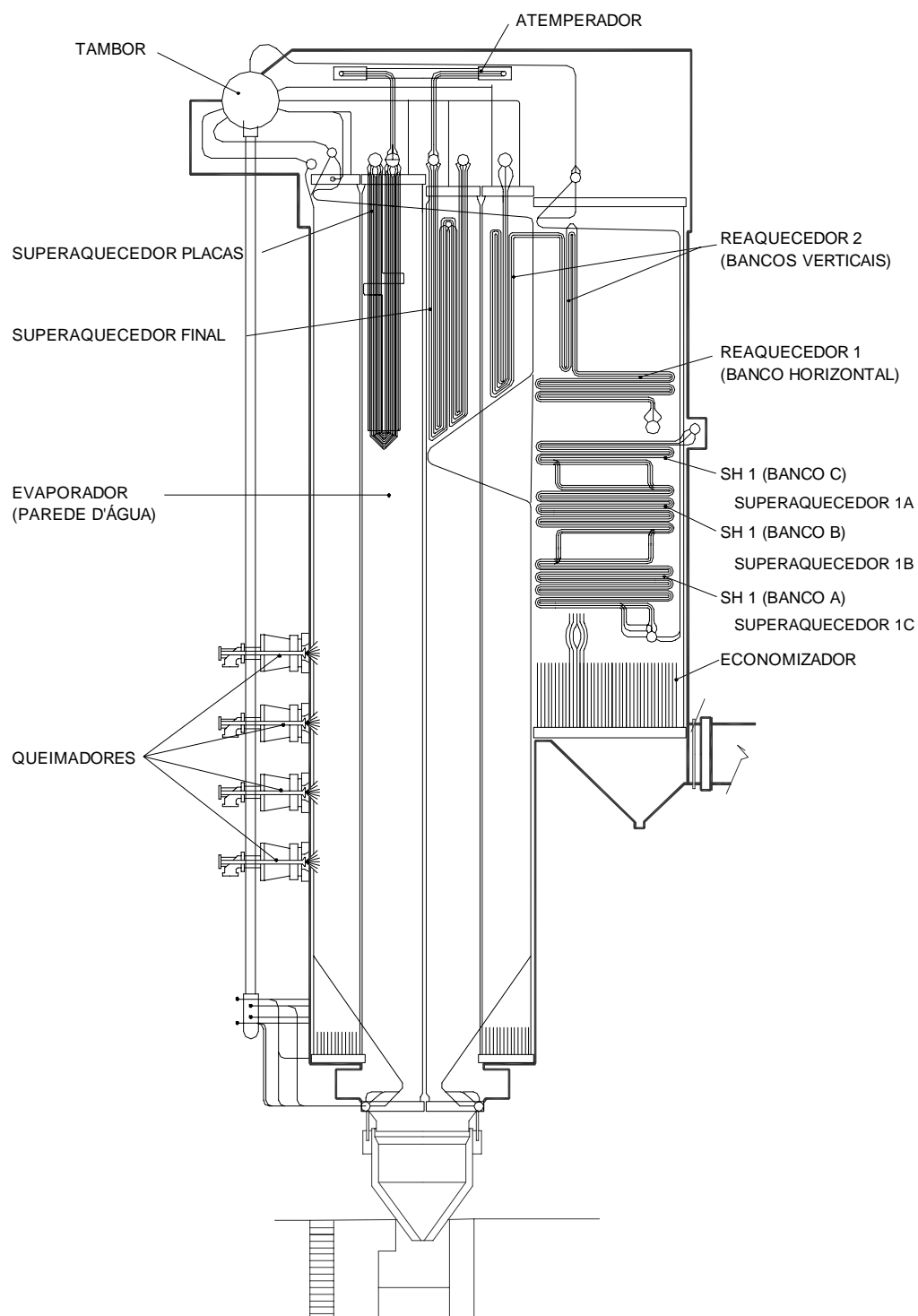
Os reaquecedores reaquecem o vapor que retorna de estágios iniciais da turbina para posteriormente enviá-lo ao estágio final. Têm configuração e disposição semelhante aos superaquecedores, e a ação conjunta desses dois tipos de trocadores de calor além de

favorecer um ganho termodinâmico no sistema, evita problemas de erosão nas palhetas das turbinas causados por umidade condensada.

Os atemperadores têm a função de controlar a temperatura final do vapor produzido através da injeção de água.

Por fim, Os economizadores pré-aquecem a água de alimentação que alimenta o tambor separador, aproveitando parte da energia residual contida nos gases de exaustão. A utilização dessa seção de trocadores de calor depende do ganho total na eficiência, sendo que para cada 4°C de aumento na temperatura da água de alimentação, a eficiência do gerador de vapor aumenta cerca de 1%.

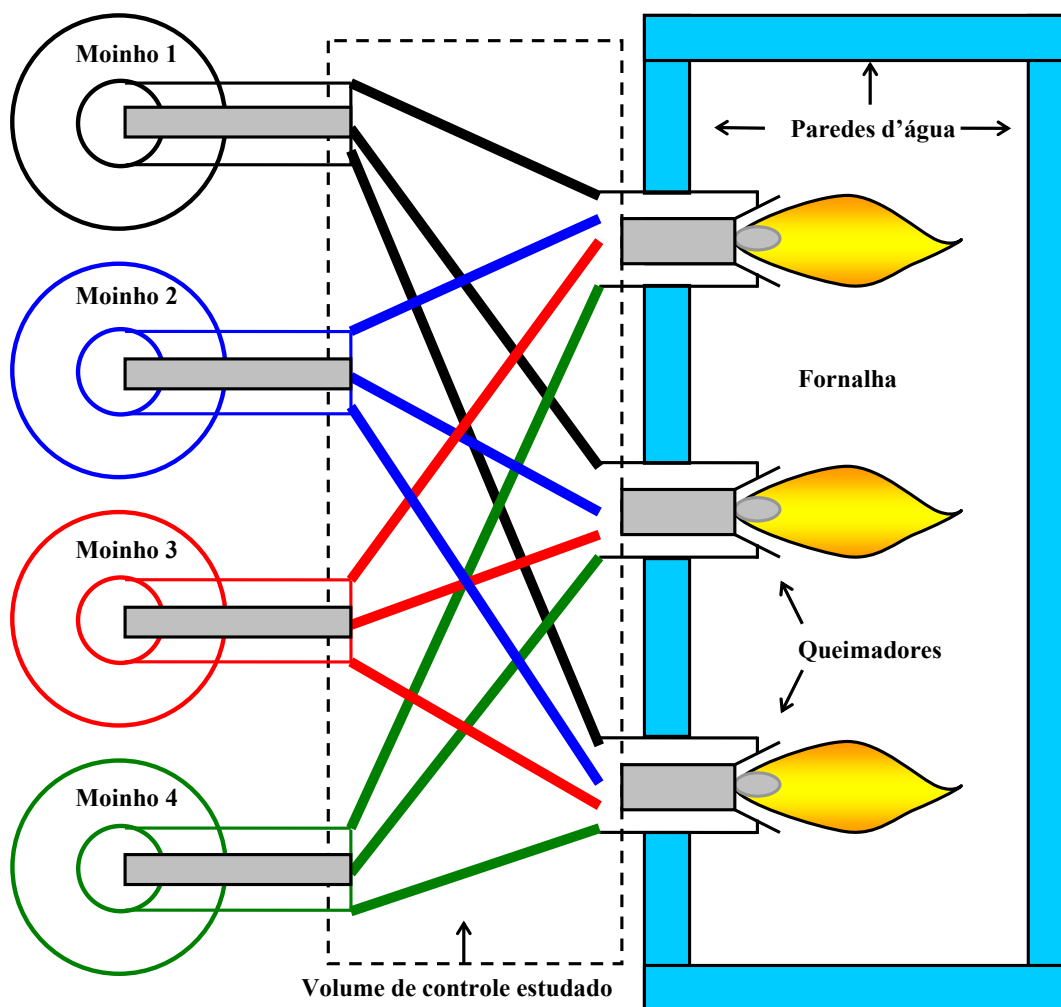
A Figura 3.8 apresenta um gerador de vapor, com o detalhamento das principais partes da caldeira e também dos equipamentos auxiliares necessários à obtenção de vapor superaquecido a partir da queima de um combustível.



**Figura 3.8:** Gerador de Vapor UTLA-3 – Complexo Termelétrico Jorge Lacerda. (Tractebel Energia S.A.)

### 3.3.4. Descrição do problema abordado no fluxograma do processo

A Figura 3.9 apresenta um esquema simplificado a partir de uma vista superior de parte do fluxograma de uma Usina Termelétrica, a qual utiliza carvão pulverizado como combustível em geradores aquotubulares. O carvão mineral, depois de pulverizado e classificado é transportado pneumaticamente até os queimadores da caldeira. Cada moinho alimenta um andar da fornalha da caldeira e, antes do combustível chegar até o gerador de vapor, este divide-se em três dutos, sendo que no total neste caso abordado são doze queimadores dispostos em quatro andares. Sendo assim, de certa forma a linha pontilhada identifica o volume de controle abordado na indústria, já que o objetivo do trabalho consiste no estudo de um dispositivo regulador de fluxo de fluidos que visa à equalização de velocidades de escoamento do fluido entre os dutos provenientes do mesmo moinho.



**Figura 3.9:** Esquema de vista superior de parte do fluxograma do processo de geração termelétrica a partir de carvão pulverizado.

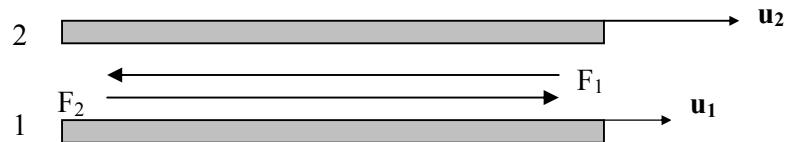
### 3.4. Escoamento de Fluidos

Alguns conceitos referentes à mecânica dos fluidos são importantes para o entendimento do estudo realizado, o qual aborda a utilização de um dispositivo regulador que aumenta a perda de carga no escoamento de fluidos em tubulações.

#### 3.4.1. Viscosidade

Embora todos os fluidos ofereçam resistência às forças que promovem o deslizamento de qualquer camada de fluido sobre as suas vizinhas, essa resistência só se manifesta quando há movimento relativo. A resistência ao movimento de camada do fluido, sobre a camada vizinha é atribuída à viscosidade do fluido. (MASSEY, 2002)

O movimento relativo entre camadas adjacentes só é possível se houver forças paralelas às superfícies sobre as quais atuam (forças tangenciais ou forças de cisalhamento), e as forças que resistem às forças de corte têm que ter sentido oposto. A Figura 3.10 descreve o movimento relativo entre duas camadas de fluido, onde  $u_2 > u_1$ . Por ter velocidade maior, a camada 2 tende a empurrar a camada 1, através de uma força  $F_2$ . De acordo com a Terceira Lei de Newton, ao mesmo tempo a camada 1 tende a retardar a outra através de uma força  $F_1$ , de mesmo valor e sentido oposto.



**Figura 3.10:** Movimento Relativo entre camadas adjacentes de fluido.

Se a força  $F$  atua sobre uma área de contato, a tensão de cisalhamento é dada pela Equação 3.1:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3.1)$$



Newton (1642-1727) postulou que, no movimento retilíneo de um fluido, entre planos paralelos, a tensão de cisalhamento (ou tangencial) entre duas camadas adjacentes é proporcional ao gradiente de velocidade na direção perpendicular a essas camadas, conforme a Equação 3.2. (MASSEY, 2002)

$$\tau = \frac{F}{A} \propto \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.2)$$

Sendo assim, a Lei de Newton da viscosidade, para o escoamento unidimensional é dada por:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.3)$$

O coeficiente de proporcionalidade  $\mu$  é definido como a viscosidade absoluta ou dinâmica do fluido.

Os fluidos que obedecem à Lei de Newton da viscosidade, nos quais a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional à taxa de deformação são denominados fluidos newtonianos. Entre eles estão os fluidos mais comuns, como por exemplo, a água, a gasolina e o próprio ar, objeto de estudo nesse trabalho.

Em problemas que visam à comparação entre forças viscosas e forças de inércia, uma nova grandeza pode ser introduzida, a razão entre a viscosidade absoluta e a massa específica, conforme a Equação 3.4, chamada de viscosidade cinemática.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.4)$$

Partindo-se da definição de viscosidade absoluta, é interessante a observação de que ela é responsável pelas perdas de energia associadas ao transporte de fluidos em dutos, canais ou tubulações, portanto justifica-se dessa maneira a importância da discussão dessa propriedade em estudos de escoamentos de fluidos.

### 3.4.2. Tipos de Escoamentos

#### 3.4.2.1. *Escoamentos Viscosos e Não Viscosos*

Os escoamentos onde se desprezam os efeitos da viscosidade são ditos não viscosos. Nesse tipo de escoamento a viscosidade é considerada nula. Tal consideração pode ser efetuada quando se sugere a hipótese de que os efeitos viscosos não influenciam significativamente o escoamento, todavia sabe-se que todos os fluidos apresentam viscosidade.

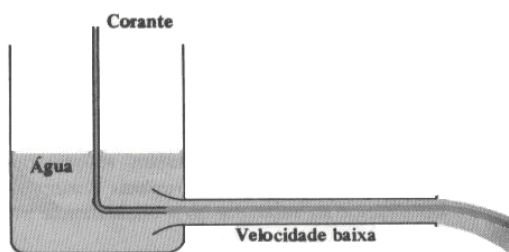
Quando os efeitos da viscosidade são importantes e não podem ser ignorados, têm-se escoamentos viscosos, os quais são de maior importância por estarem relacionados a aplicações de ordem prática.

#### 3.4.2.2. *Escoamentos Laminares e Turbulentos*

Os regimes de escoamentos viscosos são classificados em laminar ou turbulento, tendo por base a sua estrutura. No regime laminar, a estrutura do escoamento é caracterizada pelo movimento suave em lâminas, ou camadas. A estrutura do escoamento no regime turbulento é caracterizada por movimentos aleatórios, tridimensionais, de partículas fluidas, adicionais ao movimento principal. (FOX e MCDONALD, 1995)

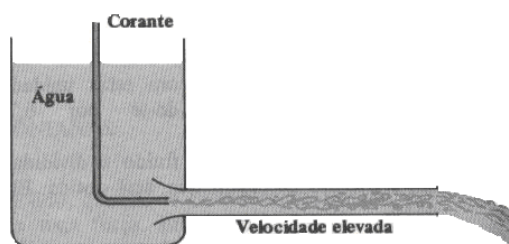
A relação entre a viscosidade de um fluido e a maneira como ele se comporta em termos de escoamento e variações de velocidade passou a ser melhor compreendida a partir da década de 1880, através das experiências de Osborne Reynolds (1842-1912), professor de engenharia da Universidade de Manchester.

Para a definição de regime laminar, Reynolds observou um filamento delgado de corante injetado num escoamento em velocidade baixa. O filamento apareceu como uma linha única; não houve dispersão de corante pelo fluxo, exceto aquela lenta, decorrente do movimento molecular conforme pode ser visualizado na Figura 3.11. Logo, Reynolds definiu a estrutura do escoamento como camadas de fluido deslizando umas sobre as outras sem que ocorresse uma mistura macroscópica, onde a velocidade pode ser considerada constante em qualquer ponto do sistema.



**Figura 3.11:** Experiência de Reynolds para escoamento laminar. (BENNETT e MYERS, 1978).

Já para velocidades elevadas, Reynolds observou para a mesma experiência com o filamento de corante, movimentos tridimensionais aleatórios de partículas fluidas em adição ao movimento médio, conforme pode ser visualizado na Figura 3.12. O filamento injetado dispersou-se rapidamente por todo o campo de escoamento. Neste escoamento, as velocidades são elevadas, há mistura ocasionada por turbilhões entre as camadas e mesmo em regime estacionário a velocidade em um ponto oscila ao redor de um valor médio, o que foi denominado escoamento turbulento.



**Figura 3.12:** Experiência de Reynolds para escoamento turbulento. (BENNETT e MYERS, 1978).

A classificação do regime de escoamento depende de três parâmetros relacionados com a situação física em questão. O primeiro parâmetro é justamente a velocidade atribuída ao movimento, a velocidade média de escoamento. Este possivelmente tenha sido o primeiro parâmetro avaliado por Reynolds em suas experiências, através da observação que velocidades baixas conduziam o sistema a regime laminar, e velocidades altas a regime turbulento. O segundo parâmetro é um comprimento de escala do campo de escoamento, como por exemplo, o diâmetro de uma tubulação. Quanto maior este comprimento, maior a

tendência do sistema entrar em regime turbulento. E por fim, o terceiro parâmetro é a viscosidade cinemática do fluido abordado. Para valores de viscosidade cinemática muito pequenos, o escoamento tende a regime turbulento.

Combinando-se os três parâmetros citados, pode-se chegar a um parâmetro adimensional que foi chamado de número de Reynolds em homenagem ao Professor Osborne Reynolds, muito útil na identificação e classificação de regimes de escoamento:

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (3.6)$$

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (3.7)$$

Onde:

$V$  = velocidade média do escoamento;

$L$  = comprimento de escala do campo de escoamento

$\nu$  = viscosidade cinemática do fluido.

$\rho$  = massa específica do fluido;

$\mu$  = viscosidade dinâmica do fluido;

,

Observa-se que o número de Reynolds representa a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas. Logo, quando  $Re$  assume valores altos, existe um predomínio das forças inerciais sobre as forças viscosas. E o contrário, para valores baixos de  $Re$ .

Para a classificação do regime de escoamento através do Número de Reynolds, faz-se necessária a definição do Número de Reynolds Crítico ( $Re_{\text{crítico}}$ ), abaixo do qual o regime é dito laminar. A partir deste valor, o regime passa por uma etapa de transição até chegar ao regime turbulento, todavia valores de  $Re_{\text{crítico}}$  em geral são diferentes para cada geometria.

### 3.4.2.3. Escoamentos Compressíveis e Incompressíveis

Os escoamentos em que as variações de massa específica são significantes são denominados compressíveis, e escoamentos onde esta variação pode ser desprezada são denominados incompressíveis.

Um escoamento incompressível existe se a massa específica de cada partícula do fluido permanece relativamente constante no seu movimento através do campo de escoamento, ou seja:

$$\frac{D\rho}{Dt} = 0 \quad (3.8)$$

Isto não exige que a massa específica seja constante em toda parte. Se a massa específica é constante, então, obviamente, o escoamento é incompressível, mas isso seria uma condição mais restritiva. O escoamento atmosférico, no qual  $\rho = \rho(z)$ , em que  $z$  é vertical, e escoamentos que envolvem camadas adjacentes de água doce e salgada, como acontece quando os rios deságuam nos oceanos, são exemplos de escoamentos incompressíveis, nos quais a massa específica varia. (POTTER e WIGGERT, 2004)

Contudo, em geral, exemplos mais comuns de escoamentos incompressíveis estão relacionados com fluxos de líquidos, ao passo que fluxos gasosos relacionam-se com escoamentos compressíveis. Todavia, gases escoando com transferência de calor desprezível também podem ser considerados incompressíveis, desde que as velocidades sejam pequenas quando comparadas com a velocidade do som. Esta análise pode feita através de uma razão conhecida como número de Mach, conforme a Equação 3.9:

$$M = \frac{V}{c} \quad (3.9)$$

Esta relação expressa a razão entre a velocidade de escoamento ( $V$ ) e a velocidade do som ( $c$ ). Caso  $M < 0,3$ , o escoamento gasoso pode ser considerado incompressível, porque neste caso as variações de massa específica são no máximo 3%. Para o ar padrão, isso corresponde a uma velocidade de no máximo 100m/s.

#### 3.4.2.4. Escoamentos Internos e Externos

Tanto o escoamento interno quanto o externo podem ser classificados como laminar ou turbulento, compressível ou incompressível. Aqueles que são completamente envoltos por

superfícies sólidas são denominados escoamentos internos e, por outro lado, aqueles que ocorrem ao redor de corpos imersos num fluido são denominados escoamentos externos.

Escoamentos de fluidos ao redor de cilindros ou esferas, ou ainda sobre uma placa plana semi-infinita são exemplos de escoamentos externos.

No caso de escoamentos internos, o principal exemplo é aquele que ocorre em dutos ou tubulações, objeto de estudo neste trabalho.

### 3.4.3. Equação de Bernoulli

A Equação de Bernoulli foi denominada dessa maneira em homenagem ao matemático suíço Daniel Bernoulli (1700-1782), que publicou um dos primeiros livros sobre escoamento de fluidos. Trata-se de uma das equações mais utilizadas na aplicação de escoamento de fluidos, todavia apresenta algumas limitações que devem ser levadas em consideração.

Para a aplicação de tal equação, o fluido deve ser considerado com viscosidade nula, ou seja, as tensões de cisalhamento são desprezíveis quando comparadas às diferenças de pressão no campo de escoamento. A massa específica do fluido deve ser constante, hipótese que valida a equação somente para escoamentos incompressíveis. O escoamento tem que estar em regime permanente, sem variação de volume com o tempo. Além disso, cabe lembrar que a dedução de tal equação foi proposta para escoamentos ao longo de uma única linha de corrente.

Portanto, foi deduzido que ao longo de uma linha de corrente:

$$\frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh = \text{const.} \quad (3.10)$$

Portanto, para dois pontos ao longo de uma linha de corrente:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gh_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gh_2 \quad (3.11)$$

Dividindo as Equações 3.10 e 3.11 por g, tem-se:

$$\frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + h = \text{const.} \quad (3.12)$$

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + h_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + h_2 \quad (3.13)$$

Cada uma das três parcelas da Equação 3.12 representa uma quantidade de energia por unidade de peso, e têm dimensão de comprimento. Logo, os diferentes termos são conhecidos como alturas. O primeiro termo é a altura cinética, o segundo termo a altura de pressão ou altura piezométrica. E o terceiro termo é a cota, em relação a um plano horizontal de referência.

#### 3.4.4. Escoamento em Dutos Circulares

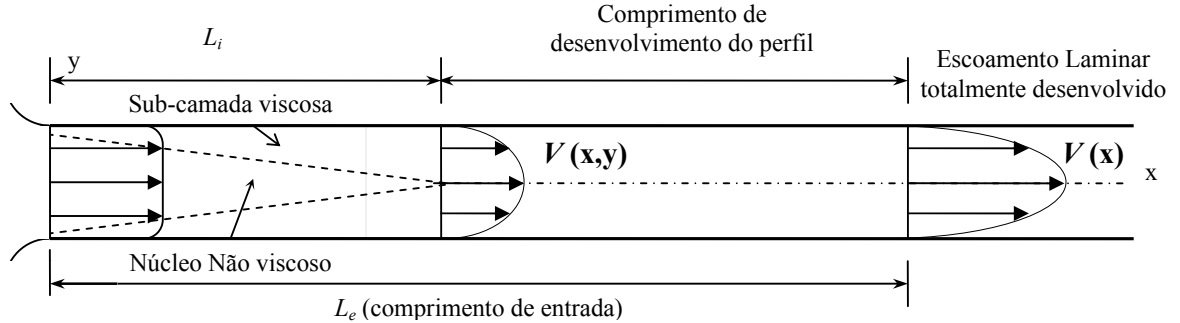
O escoamento em tubulações circulares é, sem dúvida, o tipo de escoamento interno mais comum. Os sistemas de abastecimento de água, redes de coleta de esgoto, sistemas de irrigação, bombeamento e transporte de fluidos variados em indústrias, transporte do petróleo e suas frações, escoamento do sangue nas veias e artérias, e também a alimentação de carvão pulverizado dos moinhos até a caldeira, são exemplos desse tipo de escoamento. Sendo assim, em função da importância industrial e, principalmente, da importância relacionada a este trabalho, esta seção visa o detalhamento das características do escoamento de fluidos em dutos circulares.

Na consideração de escoamentos internos, faz-se necessária a análise do perfil de velocidade, para que sejam identificados pontos onde os regimes passam a ser totalmente desenvolvidos, com características importantes e que variam para os dois regimes estudados.

##### 3.4.4.1. Escoamento Laminar

Um escoamento laminar totalmente desenvolvido acontece quando o perfil de velocidade pára de mudar na direção do escoamento. (POTTER e WIGGERT, 2004)

A Figura 3.13 ilustra o comportamento do perfil de velocidade do escoamento laminar num duto circular. Observa-se o surgimento de uma sub-camada viscosa, onde por efeito associado às tensões cisalhantes, que agem em planos paralelos à velocidade do fluido, o movimento do fluido é mais retardado quando mais próximo da parede. Isso resulta na formação de um perfil parabólico de velocidade.



**Figura 3.13:** Desenvolvimento do perfil de velocidade em um escoamento laminar em um tubo. (POTTER e WIGGERT, 2004).

Na região de entrada do tubo, há uma pequena sub-camada viscosa, e esta cresce até que as tensões viscosas dominem a seção transversal inteira, ponto alcançado após uma distância  $L_i$ . A partir daí o perfil de velocidade muda, em função dos efeitos da viscosidade, até atingir a região de escoamento totalmente desenvolvido, depois de o fluido ter percorrido uma distância  $L_e$ . Nessa região, o fluido alcança a velocidade máxima no centro do tubo.

A distância  $L_e$ , para escoamento laminar em tubos circulares sem efeito de borda na entrada do tubo, pode ser dada por:

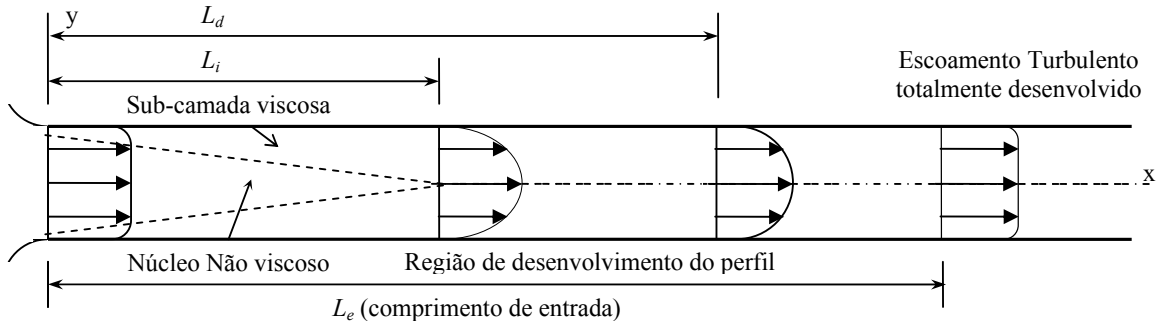
$$L_e = 0,065 Re \quad (3.14)$$

Em termos de aplicações práticas, pode-se dizer que o número de Reynolds para este tipo de escoamento, em regime laminar, é de no máximo 2100, sendo este, o número de Reynolds Crítico para tal situação física.



### 3.4.4.2. Escoamento Turbulento

Para um regime turbulento, o escoamento totalmente desenvolvido ocorre quando todas as características do escoamento param de mudar na direção do mesmo. Conforme pode ser observado na Figura 3.14, o núcleo não viscoso permanece até uma distância igual a  $L_i$ , e a região de desenvolvimento do perfil de velocidade tem início em  $L_d$ . Um comprimento adicional é ainda necessário para o alcance da região de perfil completamente desenvolvido, todavia esta suposição somente é necessária em cálculos com estimativas mais exatas, como por exemplo, em problemas de transferência de calor.



**Figura 3.14:** Desenvolvimento do perfil de velocidade em um escoamento turbulento em um tubo. (POTTER e WIGGERT, 2004).

As distâncias  $L_d$ ,  $L_i$  e  $L_e$  podem ser estimadas através de proporções de relações com o diâmetro da tubulação, como segue:

$$\frac{L_i}{D} \approx 10 \quad (3.14)$$

$$\frac{L_d}{D} \approx 40 \quad (3.15)$$

$$\frac{L_e}{D} \approx 120 \quad (3.16)$$

O perfil de velocidade média no tempo em um tubo é muito sensível à magnitude da altura média da rugosidade  $e$ , e da espessura da sub-camada viscosa. Todos os materiais apresentam uma determinada rugosidade na sua superfície, contudo alguns possuem valores muito baixos e podem ser considerados perfeitamente lisos com  $e=0$ , como por exemplo,

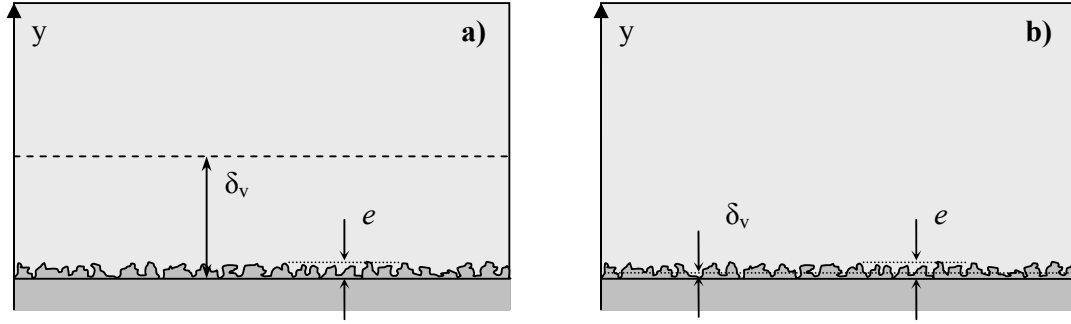
alguns tipos de vidro e de plástico. A Tabela 3.3 apresenta alguns valores típicos de rugosidades para materiais diversos.

**Tabela 3.3:** Rugosidade para tubos de materiais de Engenharia. (LEVENSPIEL, 1998)

Material de composição do tubo	Rugosidade (mm)
Aço Rebitado	1-10
Concreto	0,3-3
Madeira	0,2-1
Ferro Fundido	0,25-0,26
Ferro Galvanizado	0,15
Ferro Fundido Asfaltado	0,12-0,13
Aço Comercial	0,043-0,046
Tubo Estirado	0,0015
Vidro	0
Plástico (PVC, ABS, Poliéster)	0

Os valores listados na Tabela 3.3 são para tubos novos, todavia com a utilização dos dutos pode ocorrer corrosão e/ou desgaste por abrasão, o que acaba por mudar a rugosidade do tubo e também o diâmetro do mesmo. Esses fatores devem ser levados em conta no projeto de tubulações industriais, mas não são objetos de estudo no presente trabalho.

Para efeitos de cálculos, pode-se considerar que em escoamentos onde a sub-camada viscosa é maior que a espessura da rugosidade, esta não interfere nas propriedades do escoamento, e o tubo é considerado hidraulicamente liso, conforme apresenta a Figura 3.15 (a). Por outro lado, quando a sub-camada viscosa passa a ser relativamente fina, a rugosidade projeta-se no escoamento e passa a exercer influência sobre o mesmo, tal fato caracteriza um escoamento numa superfície rugosa, conforme ilustra a Figura 3.15(b).



**Figura 3.15:** Localização da sub-camada viscosa em: a) parede lisa; b) parede rugosa. (POTTER e WIGGERT, 2004)

#### 3.4.4.3. Perda de Carga em Tubulações

Por volta de 1850, alguns experimentos com fluxo de água num tubo longo, reto e cilíndrico indicaram que a perda de carga varia (aproximadamente) diretamente com a velocidade ao quadrado e o comprimento da tubulação, e inversamente com o diâmetro da tubulação. Usando-se um coeficiente de proporcionalidade,  $f$ , chamado de fator de atrito, Darcy, Weisbach e outros, propuseram a Equação 3.17. (STREET e VENNARD, 1975)

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (3.17)$$

A Equação 3.17, conhecida como Equação de Darcy, é ainda a equação básica para a determinação de perdas de carga causadas por atrito em tubulações, considerando-se tubos longos, retos e de geometria uniforme.

Posteriormente, ao longo dos anos foi observado que a perda de carga por atrito também depende da rugosidade da tubulação e da viscosidade cinemática do fluido. Logo, podemos dizer que:

$$f = f(\rho, \mu, V, D, e) \quad (3.18)$$

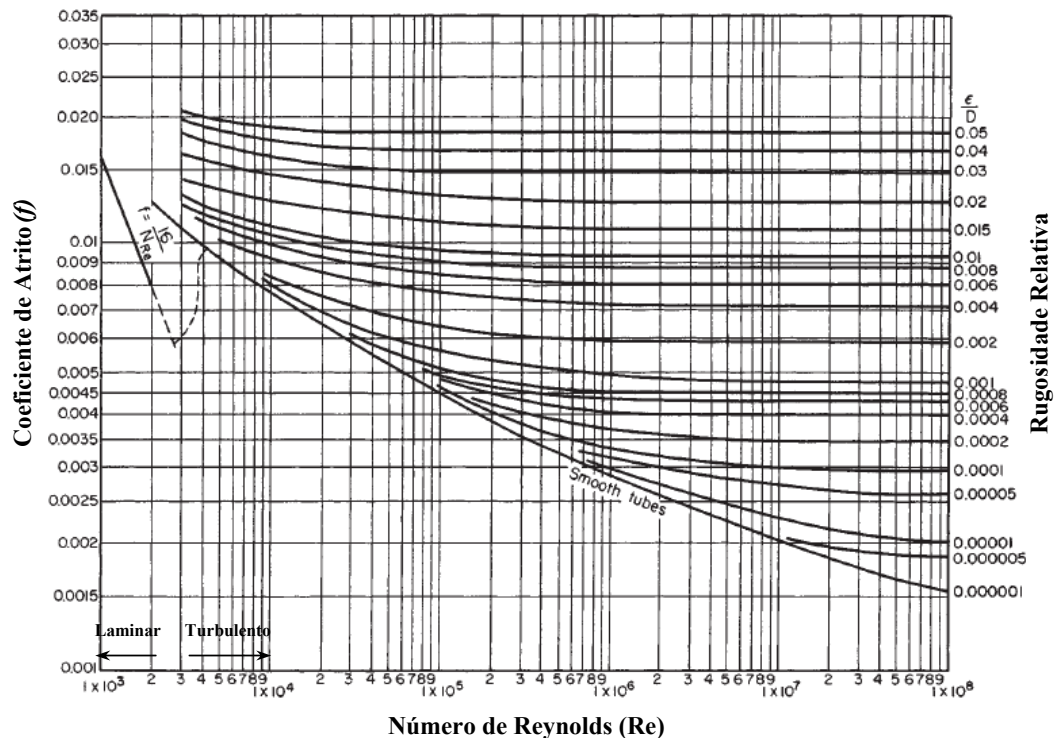
A partir da relação expressa em 3.18, através de análise dimensional, aliado ao conhecimento prático e teórico, foi proposto que:

$$f = f\left(\frac{\rho V D}{\mu}, \frac{e}{D}\right) \quad (3.19)$$

$$f = f\left(\text{Re}, \frac{e}{D}\right) \quad (3.20)$$

A relação  $e/D$  expressa a influência dos elementos de rugosidade da parede, e é conhecida como rugosidade relativa. Já o número adimensional  $Re$  (Reynolds) apresenta a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas, conforme descrito anteriormente.

A Figura 3.16 consiste num gráfico logarítmico, onde dados relativos ao fator de atrito podem ser obtidos para escoamentos laminares ou turbulentos, para qualquer fluido escoando em tubos lisos ou rugosos. Para isto é preciso saber as propriedades e condições do fluido abordado, e o diâmetro e rugosidade da tubulação.



**Figura 3.16:** Diagrama de Moody. (PERRY, 1999)

O Diagrama de Moody permite a observação de alguns fundamentos importantes que contribuem no entendimento do fenômeno da perda de carga em tubulações, conforme descrito a seguir.

A diferença física entre os regimes laminar e turbulento está indicada pela mudança na relação entre  $Re$  e  $f$  quando  $Re$  aproxima-se de  $Re_{crítico}$ .

O regime laminar é caracterizado por uma reta representada pela Equação 3.21, para qualquer superfície de tubo. Isto demonstra que para regime laminar a perda de carga independe da rugosidade da superfície, ou seja, a sub-camada viscosa se sobrepõe à rugosidade média do tubo.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.21)$$

A zona crítica está inserida entre o regime laminar e o regime turbulento, para  $2100 < Re < 4000$ , e pode representar um escoamento oscilante alternado entre os dois regimes.

Para fluxos turbulentos, existe uma curva diferente para cada rugosidade relativa. Vennarde e Street (1975) afirmam que para tubos rugosos, pelo aspecto horizontal de distanciamento das curvas, pode-se concluir que a rugosidade é mais importante que o número de Reynolds na determinação da magnitude do fator de atrito.

A partir de uma certa rugosidade relativa, há um valor relativamente grande de  $Re$ , acima do qual o fator de atrito é constante, o que define o regime completamente turbulento. Neste caso, a rugosidade média se sobrepõe à sub-camada viscosa, e os efeitos viscosos passam a não ser significativos.

Para escoamentos turbulentos em tubos lisos, a correlação de Blasius, Equação 3.22, é válida para  $Re \leq 10^5$ :

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (3.22)$$

A Equação 3.23 é conhecida como Equação de Colebrook, acopla a equação do tubo liso com a equação de regime completamente turbulento e é a equação mais precisa para esse intervalo entre os dois regimes. No entanto, apresenta o fator de atrito implícito, o que dificulta o seu uso.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0,86 \ln \left( \frac{e}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (3.23)$$

MELLO et al. (2001) desenvolveram o ajuste do modelo para  $f$ , em função do Número de Reynolds e da rugosidade relativa através de regressão linear múltipla de dados, com ajuste pelo Método dos Quadrados Mínimos Ordinários, para o regime turbulento de transição, conforme apresenta a Equação 3.24:

$$f = 0,01237 + 42,7124 \text{Re}^{-1} + 0,2604 \left( \frac{e}{D} \right)^{0,5} \quad (3.24)$$

Por fim, para regime completamente turbulento:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0,86 \ln \left( \frac{e}{3,7D} \right) \quad (3.25)$$

É importante a ressalva de que dois fatores de atrito são utilizados comumente em cálculos de engenharia. O primeiro deles, utilizado e representando até aqui por “ $f$ ” é o fator de atrito de Darcy. Além deste, existe o fator de atrito de Fanning ( $f_F$ ), que relaciona-se com Darcy através da Equação 3.26.

$$f = 4f_F \quad (3.26)$$

#### 3.4.4.4. Perdas Singulares em Tubulações

As perdas de carga singulares são aquelas causadas por acessórios como válvulas, curvas, cotovelos, contrações, expansões, entradas, saídas e outros tipos de encaixes complementares que possam causar uma perda de carga adicional no sistema.

Em tubulações que contêm acessórios, a perda de energia por atrito causa uma queda de pressão, sendo que a pressão à montante do acessório é sempre maior que a pressão à jusante do mesmo. Perdas por atrito ou quedas de pressão dependem da viscosidade do fluido, da rugosidade do tubo, do diâmetro de entrada da tubulação, do número de válvulas e acessórios, e da taxa de fluxo de fluido escoando através da tubulação. A informação a respeito de todos esses parâmetros citados é necessária para o detalhamento e entendimento do sistema de escoamento como um todo. (ETEMAD, 2004)

Um balanço de energia para qualquer sistema de fluxo de fluidos pode ser dado pela Equação 3.27, conhecida como a Equação de Bernoulli Modificada.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_1 + \eta_b W_b = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_2 + h_{LT} \quad (3.27)$$

Onde:

$\eta$  = eficiência do equipamento motriz;

$W$  = energia suprida pelo equipamento motriz;

$h_{LT}$  = perda de carga total do sistema.

Considerando-se um sistema de fluxo de um fluido viscoso, a dissipação de energia provocada pela perda de carga por atrito precisa ser compensada por um equipamento que possa fornecer a energia necessária ao deslocamento do fluido conforme as condições requeridas, o que pode ser efetuado, por exemplo, por equipamentos como bombas ou sopradores de ar.

Cada um dos elementos que contribui para a dissipação de energia por atrito (tubulação, válvulas, curvas, cotovelos e outros acessórios), causa uma mudança na magnitude e/ou direção dos vetores de velocidade de forma diferente. Sendo assim, uma perda singular pode ser expressa em termos de um coeficiente de perda  $K$ , conforme a Equação 3.28:

$$h_{LS} = K \frac{V^2}{2g} \quad (3.28)$$

No caso da determinação da perda de carga causada pelo atrito do fluido com as paredes da tubulação, pela análise da Equação 3.17, pode-se dizer que para este caso:

$$K = f \frac{L}{D} \quad (3.29)$$

Contudo, valores de  $K$  para os diversos acessórios existentes e para as geometrias de interesse têm sido determinados experimentalmente. A Tabela 3.4 apresenta alguns valores indicativos do coeficiente  $K$  determinados experimentalmente, entretanto existem muitas

bibliografias que fazem referências a valores de  $K$ , e diferentes resultados podem ser encontrados para a mesma configuração de escoamento. Mesmo assim, os valores citados podem ser considerados representativos, desde que a fonte de consulta seja citada.

**Tabela 3.4:** Valores (Indicativos) do Coeficiente  $K$  para acessórios de tubulações. (MASSEY, 2004)

Acessório	$K$
Válvula Globo, totalmente aberta	10
Válvula de cunha	
totalmente aberta	0,2
aberta a três quartos	1,15
meia aberta	5,6
aberta a um quarto	24
Joelho de 90° (rosqueado)	0,9
Joelho de 45° (rosqueado)	0,4
Saída Lateral de um Tê	1,8

As perdas de carga localizadas também podem ser expressas em termos de um comprimento equivalente de um tubo reto, não obstruído, o qual daria origem à mesma perda de carga, conforme demonstra a Equação 3.29:

$$h_{LS} = f \frac{L_{EQ}}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (3.30)$$

Para escoamento em curva de tubos e acessórios, o coeficiente de perda,  $K$ , varia com a bitola (diâmetro) do tubo do mesmo modo que o fator de atrito,  $f$ , para o escoamento num tubo de seção reta constante. Conseqüentemente, o comprimento equivalente adimensional,  $(L_{EQ}/D)$ , tende para uma constante para diferentes bitolas de um dado tubo ou acessório. (FOX e MCDONALD, 2006)



Todas essas perdas singulares quando somadas com a perda de carga causada pelo escoamento na tubulação, resultam na perda de carga total do sistema, conforme a Equação 3.31:

$$h_{LT} = h_L + \sum h_{LS} \quad (3.31)$$

Onde:

$h_{LT}$  = perda de carga total do sistema;

$h_L$  = perda de carga na tubulação;

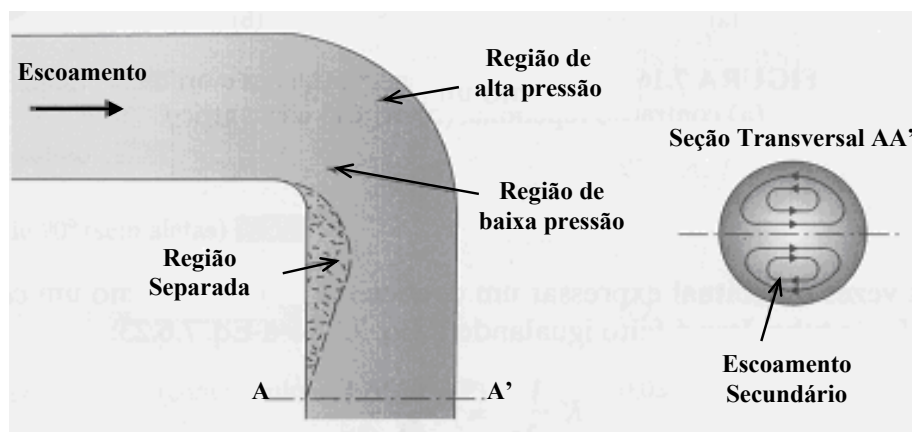
$\sum h_{LS}$  = somatório das perdas de carga singulares.

E em termos de comprimentos equivalentes:

$$L_{EQUIVALENTE}^{TOTAL} = L_{TUBULAÇÃO} + \sum L_{PERDAS}^{SINGULARES} \quad (3.32)$$

Dentre as perdas singulares mais importantes no estudo de escoamento de fluidos em tubulações, algumas são descritas a seguir.

a) Curvas: as perdas de carga causadas por curvas são muito comuns no meio industrial, a perda de energia nessa região é maior que aquela para escoamento completamente desenvolvido num trecho de um tubo reto de igual comprimento. A Figura 3.17 ilustra um escoamento num cotovelo padrão de 90°. Pode-se observar o surgimento de um escoamento secundário ocasionado pelo fluxo de fluido da região de alta pressão para a região de baixa pressão. Este é um dos fatores relacionados com a dissipação de energia neste local. Além disso, ocorre o surgimento de uma região separada do escoamento próximo ao canto do cotovelo, a qual também acarreta num acréscimo de energia para que o fluido escoe neste local. Sendo assim, todo esse acréscimo de energia necessário ao desenvolvimento do escoamento na condição de regime permanente, é medido em termos de coeficiente de perda localizada.



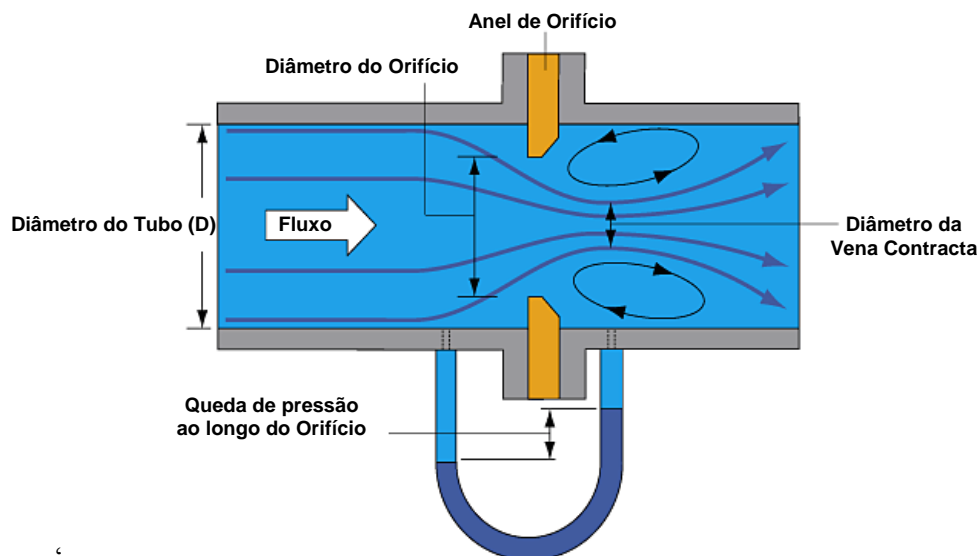
**Figura 3.17:** Escoamento em um cotovelo padrão de 90°. (POTTER e WIGGERT, 2004)

b) Válvulas: As perdas de carga causadas por válvulas quaisquer no escoamento de fluidos são diretamente relacionadas com as suas porcentagens de abertura e, evidentemente, com a geometria associada ao tipo de acessório. A Tabela 3.5 apresenta valores representativos de  $L_e/D$  para algumas válvulas comuns no mercado, em condições de abertura total.

**Tabela 3.5:** Comprimentos Equivalentes Adimensionais Representativos para Válvulas.  
Adaptado de (FOX e MCDONALD, 2006)

Válvula (completamente aberta)	Comprimento Equivalente ( $L_{EQ}/D$ )
Válvula Gaveta	8
Válvula Globo	340
Válvula Angular	150
Válvula de Esfera	3
Válvula de Retenção tipo Globo	600
Válvula de Retenção Tipo Angular	55
Válvula de pé com crivo (disco guiado)	420
Válvula de pé com crivo (disco articulado)	75

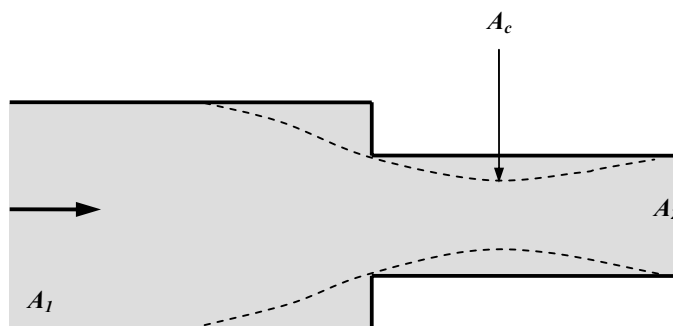
c) Contrações e Orifícios: esses tipos de acessórios provocam a formação de uma *vena contracta*, ou seja, ocorre a convergência do fluxo para uma área mínima de escoamento, a partir da qual as linhas de corrente convergentes começam a expandir-se para preencherem a área da corrente a jusante do acessório, conforme ilustra a Figura 3.18.



**Figura 3.18:** Escoamento de fluido através de orifício concêntrico – formação de vena contracta. Disponível em <http://www.spiraxsarco.com/>

A perda de carga causada por acessórios dessa natureza também pode ser medida experimentalmente, e o resultado pode ser expresso em termos do comprimento equivalente adimensional, conforme demonstrado e apresentado na Tabela 3.5 para diversos tipos de válvulas. Todavia, aspectos relacionados à geometria do acessório são muito importantes e devem ser levados em consideração na apresentação dos resultados obtidos para diferentes perdas singulares.

Para restrições repentinas e bruscas, conforme ilustra a Figura 3.19, a área mínima da *vena contracta* pode ser calculada a partir das Equações 3.33 e 3.34.

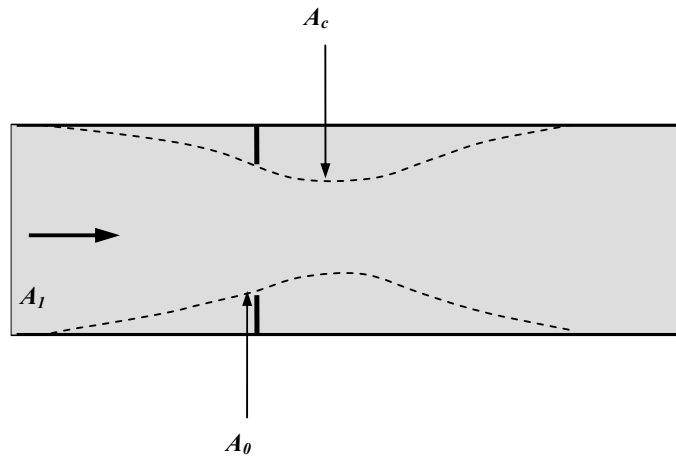


**Figura 3.19:** *Vena contracta* em contração repentina num escoamento de um fluido qualquer.

$$C_C = 0,62 + 0,38 \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^3 \quad (3.33)$$

$$A_C = C_C A_2 \quad (3.34)$$

E para obstruções do tipo orifício, conforme a Figura 3.20, as Equações 3.35 e 3.36 são ferramentas para o cálculo da área mínima da *vena contracta*.



**Figura 3.20:** *Vena contracta* em orifício concêntrico num escoamento de um fluido qualquer.

$$C_C = 0,60 + 0,40 \left( \frac{A_0}{A_1} \right)^2 \quad (3.35)$$

$$A_C = C_C A_0 \quad (3.36)$$

O acessório abordado neste estudo é um dispositivo caracterizado como uma restrição ao escoamento, contudo permite a regulação do ângulo das palhetas de obstrução e conseqüentemente da perda de carga e do tamanho da *vena contracta* provocados pela obstrução. A geometria e modo de funcionamento do dispositivo serão detalhados na seção de materiais e métodos.

### 3.5. Técnicas de Medição no Escoamento de Fluidos

#### 3.5.1. Tubo de Pitot

O Tubo de Pitot é um instrumento utilizado para a medição de velocidades de escoamentos, tanto internos quanto externos, para líquidos ou gases. O instrumento foi apresentado em 1732 por Henry de Pitot.

O uso do Tubo de Pitot permite a medida simultânea das pressões causadas pela movimentação das moléculas de ar que alcançam a ponta do tubo, e a pressão estática da massa de ar estacionário (KLOPFENSTEI, 1998). Sendo assim, para a leitura dessas medidas, faz-se necessária a utilização de um dispositivo adicional de medição de diferencial de pressão.

A pressão estática é a pressão real ou termodinâmica que atua no fluido, podendo ser também definida como a pressão acusada por um sensor que acompanha o fluido, com igual velocidade do mesmo. É medida através do uso de um pequeno orifício executado na parede da tubulação ou de outra superfície alinhada com o escoamento, tendo-se muito cuidado para que esta medição altere o mínimo possível o movimento do fluido.

A pressão cinemática é a pressão decorrente da transformação da energia cinética do fluido em pressão, através de uma desaceleração isoentrópica do mesmo.

E a pressão total, de impacto ou de estagnação, é a soma da pressão estática com a pressão cinemática. A sua medição é feita através de uma tomada de pressão voltada contra o escoamento e alinhada com as linhas de corrente, de forma a receber o impacto do fluido.

Logo,

$$p_t = p_e + p_c \quad (3.37)$$

..

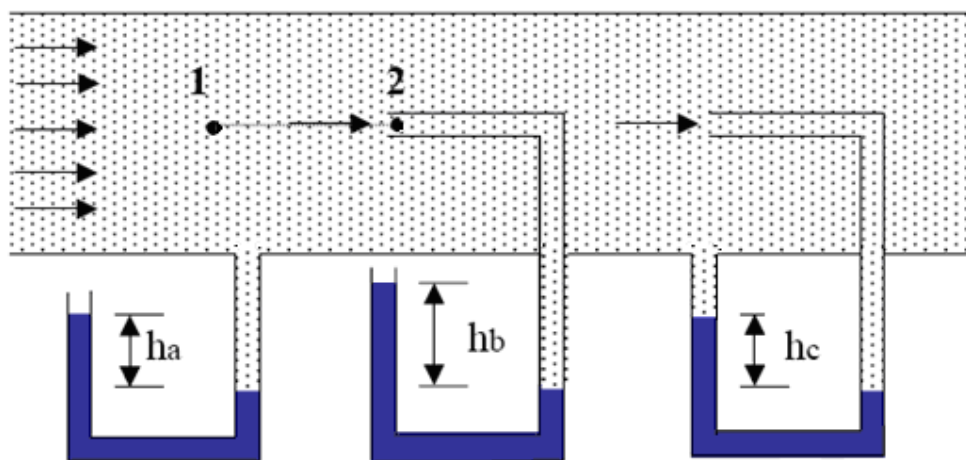
Onde

$p_t$  = Pressão Total;

$p_e$  = Pressão Estática;

$p_c$  = Pressão Cinemática.

Os sensores a, b e c indicados na Figura 3.21, estão dispostos de modo a medirem a pressão estática, total e dinâmica, respectivamente.



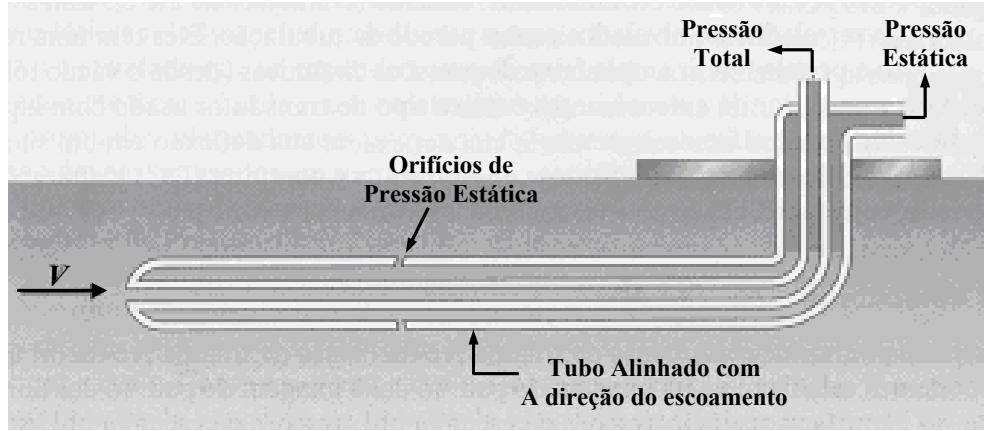
**Figura 3.21:** Leitura de Pressão Estática (a), Pressão Total (b) e Pressão Cinemática (c). (NICOLAU e GÜTHS, 2001).

### 3.5.1.1. Tubo de Prandtl

Considerando-se que o princípio do tubo de Pitot é baseado na medição do diferencial de pressão entre a pressão estática e a pressão total do sistema, a Figura 3.22 apresenta uma configuração do tubo de Pitot estático, chamado de tubo de Prandtl. Pode-se notar que o tubo necessita estar alinhado com a direção do escoamento, de modo que a velocidade do fluido esteja paralela ao tubo de Pitot. Os orifícios relativos à medição de pressão estática estão posicionados no próprio tubo e perpendicularmente ao escoamento. Já o orifício destinado à tomada de pressão total encontra-se na extremidade do tubo, posicionado de frente para o escoamento.

Para qualquer que seja o modelo do Pitot, como a distância entre os pontos (0) e (1) é desprezível, podemos aplicar a equação de Bernoulli, a qual possibilita a determinação da velocidade real referente ao ponto (1) como mostrado a seguir:

$$\frac{V_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho g} + h_0 = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + h_1 \quad (3.38)$$



**Figura 3.22:** Tubo de Pitot Estático. (POTTER e WIGGERT, 2004).

O ponto frontal do tubo de Pitot, pertencente à seção (0), é denominado de ponto de estagnação, isto porque no mesmo além da pressão estática, tem-se a pressão dinâmica, o que equivale dizer que a velocidade no ponto de estagnação é nula.

Logo, como  $h_0 = h_1$  e  $V_0 = 0$ , tem-se:

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{V_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} \quad (3.39)$$

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{p_0 - p_1}{\rho} \quad (3.40)$$

Sabendo-se que  $p_0 - p_1 = p_c$ , e aplicando-se a equação manométrica do manômetro diferencial, tem-se:

$$p_c = (\rho_m - \rho_{ar})gh \quad (3.41)$$

$$V = \sqrt{\frac{2(\rho_m - \rho_{ar})gh}{\rho_{ar}}} \quad (3.42)$$

A Equação 3.42 é a equação geral para a determinação de velocidades de escoamento utilizando-se o tubo de Pitot, desde que o tubo esteja perfeitamente alinhado com a direção do escoamento.

### 3.5.2. Manômetro

O manômetro é um instrumento simples e de baixo custo, baseado na movimentação de líquidos em colunas pela diferença de pressão entre dois pontos, utilizado para medir pressão estática.

#### 3.5.2.1. Manômetro de tubo em “U”

A descrição do manômetro de tubo em “U” exige algumas considerações iniciais antes do detalhamento do instrumento e análise da equação geral aplicável em situações práticas.

A variação de pressão em qualquer fluido em repouso pode ser dada pela Equação 3.43:

$$\frac{dp}{dz} = -\rho g \quad (3.43)$$

Sabendo-se que a variação de “g” para maioria das aplicações práticas é desprezível, para um fluido incompressível podemos dizer que:

$$\frac{dp}{dz} = -\rho g = \text{constante} \quad (3.44)$$

Considerando-se a variação de pressão entre dois pontos (1) e (2), conforme a Figura 3.23, que ilustra um manômetro de tubo em “U”, a Equação 3.43 pode ser integrada entre os limites (1) e (2):

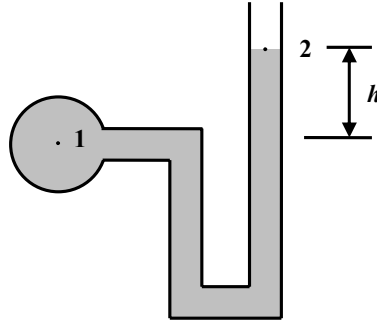
$$\int_{p_1}^{p_2} dp = -\int_{z_1}^{z_2} \rho g dz \quad (3.45)$$

$$p_2 - p_1 = -\rho g(z_2 - z_1) \quad (3.46)$$

Substituindo-se a diferença entre  $z_2$  e  $z_1$  pela distância  $h$ , tendo como referência o ponto 1 de modo a  $h$  ser positivo tem-se:

$$p_1 - p_2 = \rho g h \quad (3.47)$$





**Figura 3.23:** Manômetro tipo tubo em “U” para pressões pequenas.

Sendo assim, a Equação 3.47 demonstra que a diferença de altura entre dois fluidos estáticos pode ser utilizada para medir-se a diferença de pressão entre eles. Portanto, os dispositivos utilizados com este propósito são chamados de manômetros.

Quando são realizadas medidas de pressão entre pontos quaisquer e a pressão atmosférica, os níveis de pressão medidos em relação à pressão atmosférica são denominados pressões manométricas. Logo,

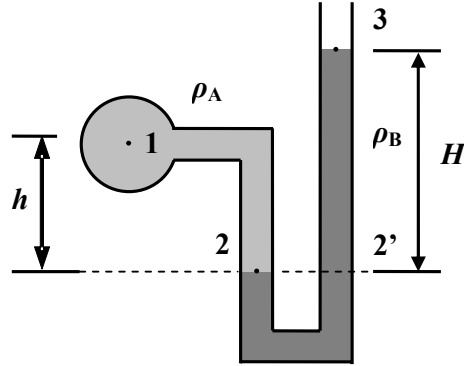
$$p_{absoluta} = p_{manométrica} + p_{atmosférica} \quad (3.48)$$

$$p_{manométrica} = p_{absoluta} - p_{atmosférica} \quad (3.49)$$

Se a pressão exercida no ponto 2, ainda relativo à Figura 3.23, for igual à pressão atmosférica, o produto  $\rho gh$  resulta na determinação da pressão manométrica.

$$p_{manométrica} = p_1 - p_{atmosférica} \quad (3.50)$$

Quando a pressão a ser medida é elevada, a adição de um outro fluido manométrico com maior massa específica pode facilitar a obtenção de dados confiáveis. Este esquema está ilustrado na Figura 3.24.



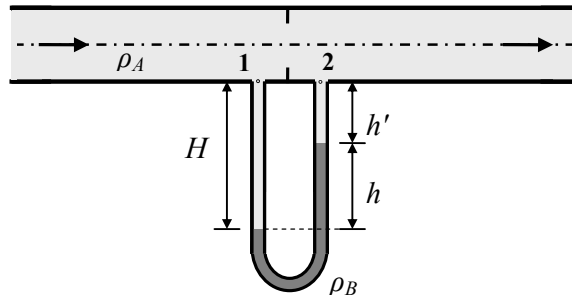
**Figura 3.24:** Manômetro tipo tubo em “U” para pressões elevadas.

Aplicando-se novamente a Equação 3.42, sabendo que  $\rho g$  é constante, tem-se:

$$p_1 + \rho_A g h = p_3 + \rho_B g H \quad (3.51)$$

$$p_1 - p_3 = \rho_B g H - \rho_A g h \quad (3.52)$$

Algumas aplicações práticas de grande importância da utilização de manômetros têm como objetivo a medição da variação de pressão, entre dois pontos próximos num tubo com escoamento interno, conforme ilustra a Figura 3.25.



**Figura 3.25:** Manômetro tipo tubo em “U” instalado num duto com escoamento interno.

Com a aplicação da Equação 3.43 entre os pontos (1) e (2), tem se que:

$$p_1 + \rho_A g H - \rho_B g h - \rho_A g h' = p_2 \quad (3.53)$$

$$p_1 + \rho_A g (H - h') - \rho_B g h = p_2 \quad (3.54)$$

$$p_1 + \rho_A gh - \rho_B gh = p_2 \quad (3.55)$$

$$p_1 - p_2 = (\rho_B - \rho_A)gh \quad (3.56)$$

Sendo assim, a Equação 3.56 é a equação geral para a determinação da variação de pressão estática entre dois pontos próximos em escoamentos internos de fluidos incompressíveis. De posse da leitura da variação de altura do fluido manométrico, da massa específica do mesmo e da massa específica do fluido em escoamento, pode-se determinar a queda de pressão entre dois pontos. Essa aplicação é bastante requerida na determinação de perdas de carga localizadas, causadas por acessórios instalados no sistema de escoamento.

Alguns cuidados devem ser observados na instalação de manômetros em tubulações com escoamento interno para que a medição seja a mais confiável possível. Entre eles, o cuidado com o diâmetro do tubo capilar que deve ser de no máximo 1mm, e a ausência de rebarbas ou imperfeições que possam causar a alteração do movimento do fluido que escoar na tubulação.

## ***CAPÍTULO 4***

### ***4. MATERIAIS E MÉTODOS***

---

#### ***4.1. Instrumentos de Medição***

Os instrumentos de medição utilizados foram determinantes na realização de todos os ensaios na Unidade Piloto e também no meio industrial. São instrumentos simples e de fácil manuseio, e estão descritos a seguir.

##### **4.1.1. Pitot**

O tubo de Pitot utilizado foi gentilmente emprestado pelo Laboratório de Engenharia Química, do Departamento de Engenharia Química e Engenharia de Alimentos da UFSC, e sua aplicação consistiu na medição de velocidades de escoamentos nas tubulações.

A sua configuração é baseada no princípio de funcionamento do tubo de Pitot estático, ou seja, com orifícios relativos à medição de pressão estática posicionados no próprio tubo e, o orifício destinado à tomada de pressão total localizado na extremidade do tubo.

A utilização desse instrumento da maneira correta exige o alinhamento do tubo com a direção do escoamento, de modo que os orifícios de tomada de pressão estática estejam posicionados perpendicularmente ao fluxo. Já o orifício de pressão total deve estar alinhado de modo a garantir a passagem do escoamento de maneira frontal.

Para a realização das medições foi acoplado ao tubo um manômetro diferencial com parte de sua escala inclinada para aumentar a precisão das leituras de velocidades mais baixas, e uma parte na posição vertical. Este manômetro permite leituras de deslocamentos do fluido manométrico utilizado, que indicam velocidades que variam de 5,0 m/s a 60,0 m/s. Como fluido manométrico, utilizou-se uma mistura orgânica de cor laranja e massa específica de 800,0 kg/m<sup>3</sup>.

A metodologia para a utilização deste instrumento foi padronizada, de modo que todas as leituras pudessem efetivamente ser comparadas. Em razão de medir um valor de velocidade pontual, e não a média, foi adotada como padrão a leitura no centro das seções circulares dos tubos, tanto na Unidade Piloto como no meio industrial. Sendo assim, os valores de velocidade medidos caracterizam uma velocidade máxima de escoamento.

#### **4.1.2. Manômetro**

O manômetro utilizado foi confeccionado com um capilar de vidro em forma de “U”, posicionado em escala de papel milimetrado, de modo que as leituras de deslocamentos do fluido manométrico pudessem ser facilmente identificadas. Além disso, sua configuração permite a inclinação em diversas angulações diferentes para o aumento da confiabilidade das leituras. Entretanto, para o propósito deste estudo, as leituras em posição vertical foram consideradas satisfatórias.

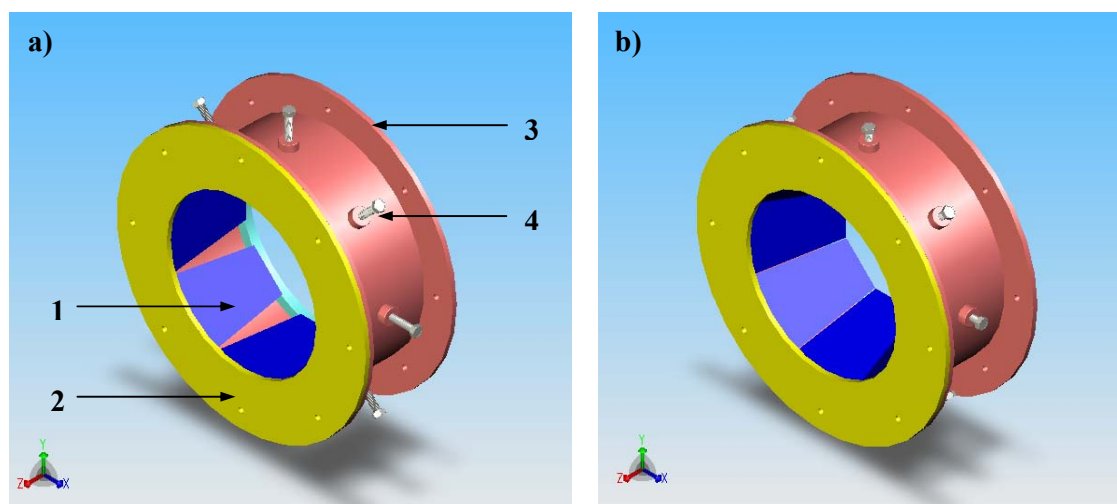
O fluido manométrico utilizado foi álcool etílico absoluto, com massa específica igual a 800,0 kg/m<sup>3</sup>. Para facilitar as leituras, o líquido foi colorido com tintura de Iodo, de modo que a solução final apresentou cor laranja.

A utilização do manômetro confeccionado teve como objetivo a tomada de variações de pressão estática causadas pela presença e regulação do dispositivo instalado em tubulações de seção reta circular. Pode-se dizer que o uso deste instrumento é simples, todavia o preparo das furações nos tubos exige alguns cuidados para que as medições possam ser consideradas confiáveis. Os furos foram preparados de modo que estivessem posicionados perpendicularmente ao sentido do escoamento. Nesses furos foram fixados pedaços de tubo de cobre com diâmetro interno da ordem de 2,0 mm, com o cuidado para que não estivesse presente nenhum tipo de rebarba que pudesse causar turbulências e prejudicar as leituras. Por fim, mangueiras de silicone foram utilizadas como ligação do instrumento de medição ao sistema.

## 4.2. Dispositivo estudado

O presente trabalho refere-se ao estudo de um dispositivo regulador e direcionador de fluxo de fluidos, confeccionado para ser instalado em tubulações de seção reta circular e operar com a redução da área de escoamento. Este acessório baseia-se na movimentação simultânea de oito palhetas de obstrução, que tendem a reduzir a área de escoamento do fluxo de forma simétrica em relação ao eixo longitudinal. Isso permite o aumento da perda de carga de forma atenuada e controlada, além do direcionamento do fluxo para o centro da tubulação.

A Figura 4.1 ilustra o acessório estudado para duas condições limites de operação, ou seja, quando o dispositivo está totalmente aberto, em (a), ou quando este se encontra totalmente fechado, condição representada em (b). A representação indicada através de números apresenta algumas partes fundamentais do dispositivo, as quais serão descritas a seguir, e estão dispostas na Tabela 4.1.



**Figura 4.1:** Ilustração de vista geral do dispositivo em duas condições: (a) aberto, (b) fechado.

**Tabela 4.1:** Descrição de detalhes do dispositivo indicados por números na Figura 4.1 (a).

Número	Descrição do detalhe
1	Palheta de obstrução
2	Flange de sustentação das palhetas
3	Corpo protetor do dispositivo
4	Parafuso de movimentação

O número 1 apresenta a palheta de obstrução, que consiste na ferramenta principal do dispositivo proposto. Este foi projetado para operar com oito palhetas que, quando deslocadas simultaneamente, a partir da abertura total, tendem a reduzir a área de fluxo e aumentar a perda de carga do sistema. Além disso, por se tratar de um deslocamento simultâneo e simétrico, tendem a direcionar o fluxo do fluido para longe das paredes da tubulação logo após a passagem através da obstrução. É importante a observação de que, para o estudo proposto, a condição de abertura total foi tomada como referencial, e o ângulo considerado foi de  $0^\circ$ .

A base de cálculo considerada no projeto do dispositivo estudado foi a redução da área de escoamento em 50%. E o ângulo máximo de deslocamento das palhetas foi fixado em  $20^\circ$ , em razão deste ser um ângulo que não causa uma perturbação brusca no sentido do escoamento. Logo, as condições de operação abordadas durante a realização dos ensaios experimentais foram variadas desde a posição de abertura total, com ângulo igual a  $0^\circ$  até o ângulo máximo de  $20^\circ$ . Por questões de simplificação, os intervalos de estudo foram baseados no número de voltas do parafuso de movimentação.

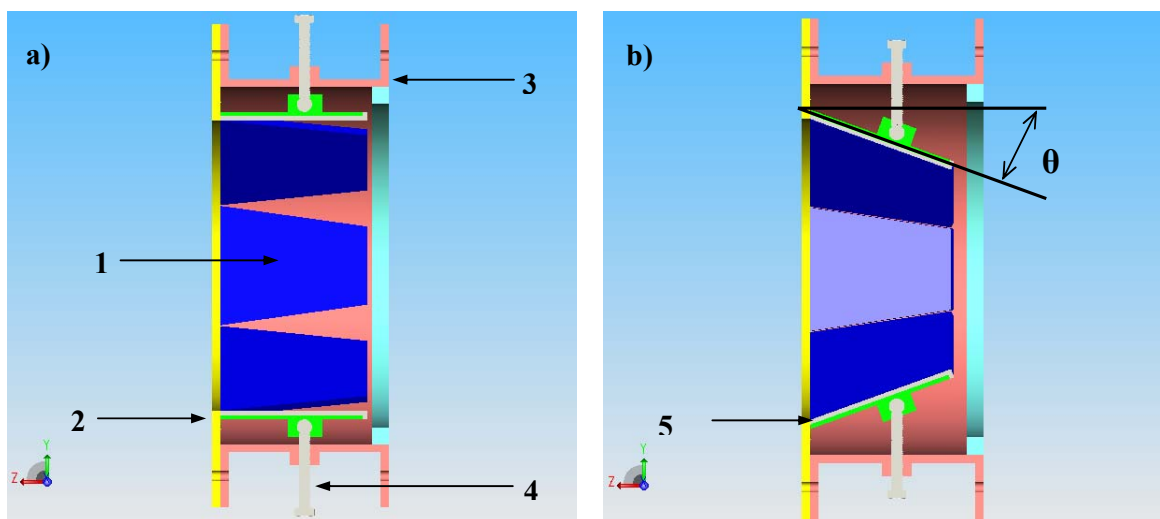
O flange de sustentação das palhetas foi concebido com o objetivo de facilitar a troca de peças desgastadas pelo processo erosivo, e está representado nas ilustrações pelo número 2. Por esta razão, esta parte está presente apenas nos dispositivos instalados na indústria termelétrica, já que na Unidade Piloto o fluido de escoamento foi ar frio e não houve a preocupação com problemas de erosão e reposição de peças.

O número 3 indica a tubulação externa que protege o mecanismo e dá sustentação ao mesmo. Trata-se de um pedaço relativamente pequeno de um tubo, no qual o diâmetro é função do diâmetro da tubulação do sistema e do número de palhetas de obstrução utilizadas.

O número 4 apresenta um dos parafusos que permite o fechamento das peças de obstrução que, com o auxílio de articulações que interligam as palhetas no flange de sustentação, movimentam-se e empurram as palhetas de acordo com a posição desejada. Este mecanismo pode ser simples ou sofisticado, dependendo da natureza do projeto. Por se tratar de um estudo inicial, para a confecção dos dispositivos instalados na unidade piloto e no meio industrial, um sistema de fechamento simples e de baixo custo foi proposto. Este sistema consiste na movimentação dos parafusos de forma manual, tomando-se o cuidado para que as palhetas estejam posicionadas em ângulos iguais.

As Figuras 4.2, 4.3 e 4.4 apresentam ilustrações para diferentes vistas do dispositivo.

A Figura 4.2 ilustra vistas laterais do dispositivo na condição de abertura total (a) e fechamento total (b), a partir de um corte lateral e simétrico em relação ao eixo longitudinal da tubulação. O número 5, indicado separadamente na Figura 4.2 (b), demonstra o local exato de fixação do mecanismo de articulação que permite a movimentação das palhetas, o qual foi omitido nas ilustrações por questões de simplificação. Ainda nesta Figura é possível a observação do ângulo  $\theta$ , citado como referência no deslocamento das palhetas de obstrução, de  $0^\circ$  a  $20^\circ$ .

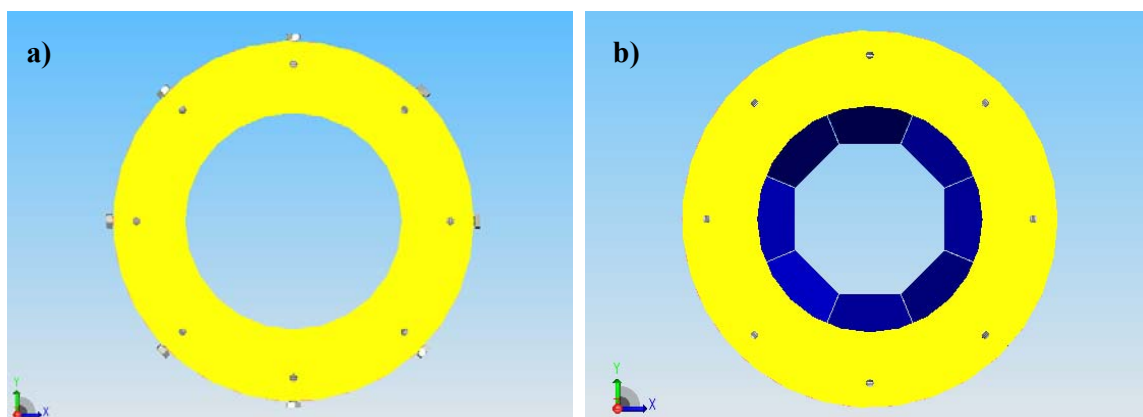


**Figura 4.2:** Ilustração de vista lateral do dispositivo, a partir de um corte lateral e simétrico em relação ao eixo longitudinal, (a) aberto, (b) fechado.

As ilustrações que apresentam as vistas frontais do dispositivo, à montante do sentido de escoamento, estão dispostas na Figura 4.3. Percebe-se que em (a), condição de abertura total, as palhetas de obstrução e o sistema de articulação projetam-se atrás dos flanges de sustentação das peças. Isso permite que em sistemas onde eventualmente não existe a necessidade do aumento da perda de carga para a redução do fluxo de escoamento, o dispositivo não ofereça resistência à passagem do fluxo. Por outro lado, com o fechamento total do acessório regulador, representado em (b), forma-se um octágono que corresponde à metade da área inicial de escoamento.

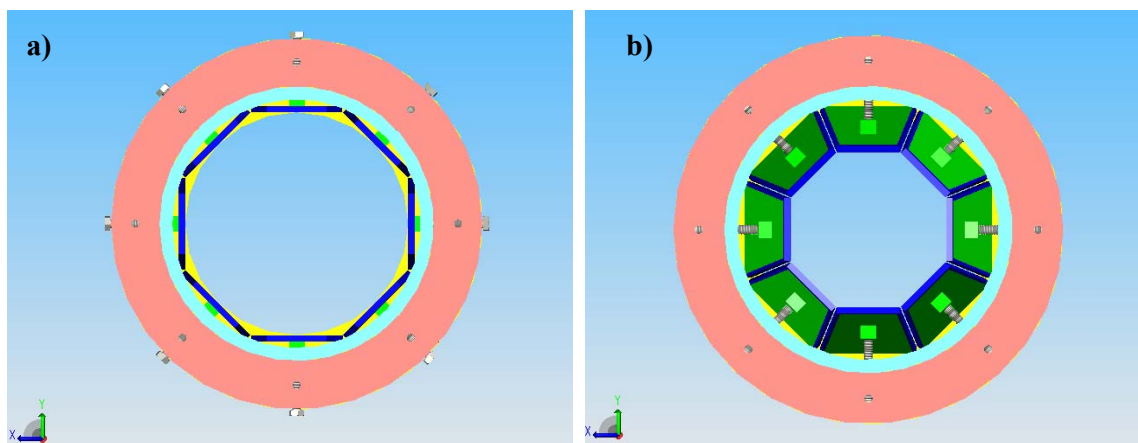
Cabe lembrar que durante a regulação do dispositivo entre os extremos de operação do mesmo, foi prevista no projeto a existência de uma área de escoamento entre as palhetas, a qual tende a diminuir à medida que o dispositivo é fechado.





**Figura 4.3:** Ilustração de vista frontal (a montante) do dispositivo em duas condições: (a) aberto, (b) fechado.

A Figura 4.4 ilustra as vistas frontais do dispositivo, porém agora à jusante do sentido de escoamento. Em (a) também é possível a observação de que as palhetas escondem-se atrás do flange de sustentação das mesmas. Neste caso, os parafusos de deslocamento encontram-se na posição de referência, ou seja, na posição em que as peças estão na angulação de  $0^\circ$ . Já em (b), visualiza-se que para o fechamento total ser alcançado, o mecanismo movimenta-se até o seu deslocamento máximo onde as palhetas se encontram, ou seja, depois de uma movimentação de  $20^\circ$ . Além disso, cabe aqui uma referência ao dispositivo instalado na indústria, o qual foi projetado com revestimento cerâmico das palhetas. Sendo assim, em (b), pode-se observar o corpo das palhetas, fabricado de aço e representado pela cor verde, e o revestimento cerâmico de alta alumina, representado pela cor azul.



**Figura 4.4:** Ilustração de vista frontal (a jusante) do dispositivo em duas condições: (a) aberto, (b) fechado.

### 4.3. Unidade Piloto

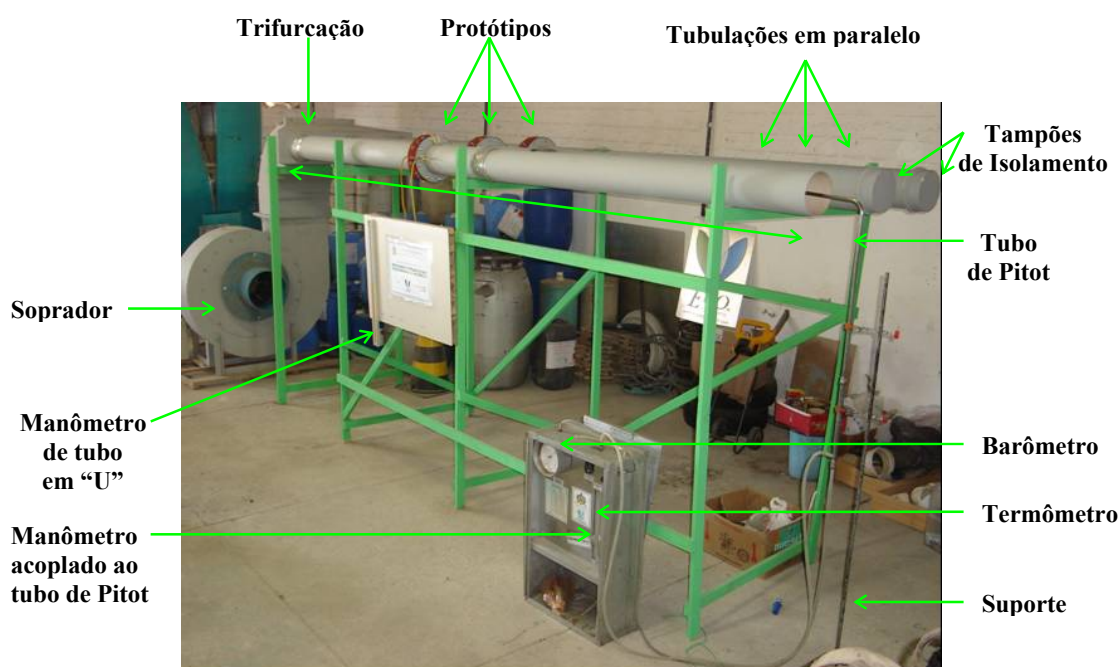
A unidade Piloto foi montada em espaço gentilmente cedido pela ECO Engenharia, situado no município de São José-SC.

A Figura 4.5 apresenta a Unidade Piloto utilizada para a realização dos ensaios experimentais referentes ao estudo do protótipo do dispositivo, e a descrição das principais partes do sistema será realizada a seguir.

O soprador que alimenta o sistema com ar frio é um soprador centrífugo, com um motor de 12 HP utilizado como força motriz do mesmo. A regulação da vazão volumétrica de ar requerida, para os diferentes intervalos de velocidade estudados, foi realizada com a abertura ou o fechamento da entrada de ar do equipamento.

O ar impulsionado pelo soprador é posteriormente dividido em três tubulações através de uma trifurcação, o que tem o propósito da simulação das condições encontradas nos dutos de carvão pulverizado, que alimentam os queimadores de uma caldeira numa usina termelétrica.

Os protótipos dos dispositivos foram instalados a uma distância da trifurcação calculada para que o fluxo de ar se estabilize, sendo que três dispositivos encontram-se em três tubulações em paralelo.



**Figura 4.5:** Fotografia da Unidade Piloto utilizada para os ensaios experimentais com descrição das principais partes do sistema.

A Unidade Piloto montada permite a realização de experimentos com um, dois ou três protótipos ao mesmo tempo. Para isso foram utilizados tampões móveis de PVC, os quais podem ser fixados ou retirados, conforme a necessidade do teste a ser realizado.

Para o monitoramento das condições físicas dos ensaios, um barômetro e um termômetro foram usados.

Por fim, o sistema necessita da utilização dos equipamentos de medição, tubo de Pitot e manômetros, os quais foram descritos na seção anterior.

#### 4.3.1. Determinação do Comprimento Equivalente

A primeira parte da realização dos experimentos consistiu no estudo das características do dispositivo frente ao aumento da perda de carga no sistema. Para isso, a Unidade Piloto foi utilizada com apenas uma linha de fluxo de ar frio, a qual foi chamada de tubulação direta.

A Figura 4.6 apresenta o protótipo testado, instalado entre tubulações de aço de 150 mm de diâmetro. Pode-se perceber uma quantidade de furos a montante e a jusante do acessório, o que teve como objetivo a localização dos melhores pontos de medição. Para as furações a montante do protótipo, não houve variação de pressão estática entre as mesmas, o que significa que o fluxo de fluido já estava estabilizado e distribuído uniformemente.



**Figura 4.6:** Fotografia ilustrando protótipo instalado, com detalhe de furação para tomada de variação de pressão estática.

Por outro lado, como esperado, os furos posicionados posteriormente ao acessório no sentido do fluxo apresentaram diferença entre os valores de pressão estática. Isso é explicado devido à formação de uma *vena contracta*, resultante da geometria de obstrução do dispositivo. Além disso, foi verificada a influência das frestas formadas entre as palhetas até o seu fechamento total. Contudo, como padrões de medição, foram considerados os pontos localizados a 20 mm do flange alinhados exatamente com o centro de uma palheta qualquer, ponto em que a *vena contracta* apresentou a menor área.

As variações de pressão estática provocadas pelo acessório foram medidas com o auxílio de um manômetro de tubo em “U”. Para isso, foram estudados sete intervalos de velocidades, para os quais os parafusos foram regulados em oito posições, desde a abertura total ( $\theta=0^\circ$ ) até o fechamento total do dispositivo ( $\theta=20^\circ$ ). Esses valores de velocidades foram escolhidos aleatoriamente, considerando-se os limites de sensibilidade dos equipamentos de medição utilizados.

A Tabela 4.2 apresenta as velocidades iniciais de operação, em  $\theta=0^\circ$ , para os sete experimentos de fechamento simples do protótipo (FSP).

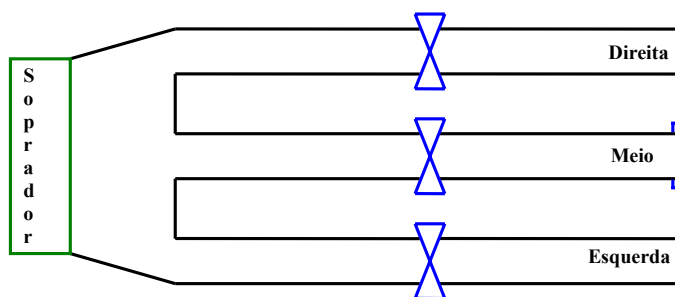
**Tabela 4.2:** Experimentos de Fechamento Simples do Protótipo (FSP) com descrição de velocidades iniciais de operação.

Experimento	$V_0$ em $\theta=0^\circ$ (m/s)
1-FSP (1)	17,1
1-FSP (2)	26,4
1-FSP (3)	33,7
1-FSP (4)	38,8
1-FSP (5)	45,5
1-FSP (6)	54,6
1-FSP (7)	59,7

A determinação do comprimento equivalente do dispositivo foi fundamentada na análise do cálculo da perda de carga singular do dispositivo para todas as oito posições de regulação do acessório, bem como dos sete intervalos de velocidade abordados. Entretanto, o experimento 1-FSP (7) foi determinante no cálculo do  $L_{EQ}$ , já que o procedimento padrão para a determinação deste fator em perdas singulares considera o valor obtido para a maior velocidade medida.

### 4.3.2. Dois dispositivos em Paralelo

Os experimentos com dois dispositivos em paralelo foram realizados com o isolamento da tubulação central da unidade piloto, conforme ilustra a Figura 4.7. Esses testes têm caráter apenas indicativo de como os dispositivos poderiam se comportar trabalhando em sistemas de tubulações em paralelo.



**Figura 4.7:** Esquema ilustrativo da unidade piloto em testes de dois dispositivos em paralelo.

A Tabela 4.3 descreve as velocidades iniciais de ar passante para os três ensaios de fechamento simples do protótipo esquerdo (2-FSPE), ou seja, regulagem do protótipo da esquerda mantendo-se o do meio fechado e o da direita aberto. A escolha do lado de fechamento foi determinada pela posição do manômetro de tomada de variação de pressão estática.

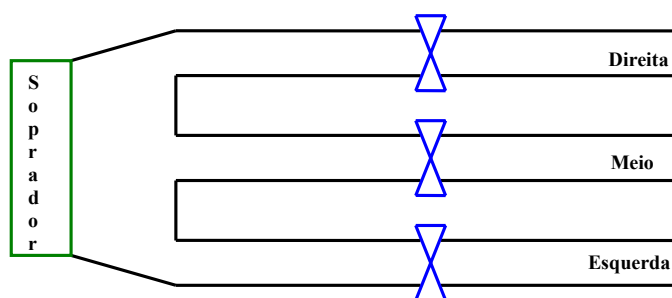
**Tabela 4.3:** Experimentos de Fechamento Simples do Protótipo Esquerdo (FSPE), com descrição de velocidades iniciais de operação.

Experimento	$V_0$ em $\theta=0^\circ$ (m/s) Esquerda	$V_0$ em $\theta=0^\circ$ (m/s) Direita
2-FSPE (1)	14,23	15,74
2-FSPE (2)	33,09	34,33
2-FSPE (3)	49,05	48,19

### 4.3.3. Três dispositivos em Paralelo

Os ensaios com três protótipos em paralelo visam à reprodução das condições encontradas no meio industrial para o qual inicialmente o dispositivo está sendo estudado, porém, utilizando-se ar frio como fluido de trabalho.

A Figura 4.8 ilustra a unidade piloto utilizada nos ensaios experimentais. Nestas condições de operação, as três tubulações estão livres para o escoamento de ar e, apesar de não existir uma diferença significativa de velocidade entre as mesmas em condições iniciais de operação, os resultados obtidos foram importantes no entendimento do comportamento do sistema.



**Figura 4.8:** Esquema ilustrativo da unidade piloto em testes de três dispositivos em paralelo.

A Tabela 4.4 apresenta as velocidades iniciais de ar passante para os ensaios realizados com três protótipos em paralelo. O ensaio 3-FSP (1) corresponde ao fechamento simples do protótipo do meio, mantendo-se os outros dois abertos e fixos. O experimento 3-FDP (2) refere-se ao fechamento duplo e simultâneo dos dois protótipos laterais, mantendo-se o do centro aberto e fixo. Por fim, o último experimento, 3-FSP (3), avalia o fechamento simples do protótipo da esquerda, mantendo-se o da direita fechado e fixo, e o do meio aberto.

**Tabela 4.4:** Experimentos com três dispositivos em paralelo com descrição de velocidades iniciais de operação.

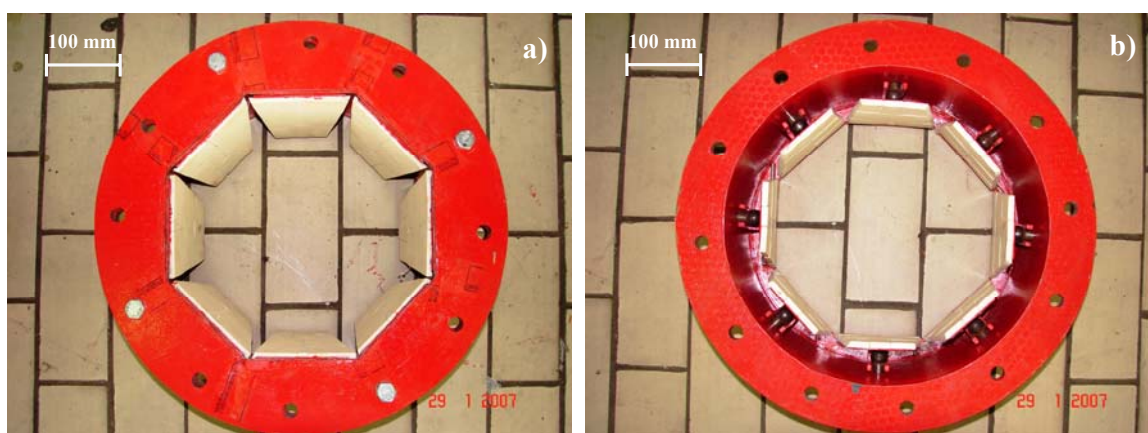
Experimento	$V_0$ em $\theta=0^\circ$ (m/s)	$V_0$ em $\theta=0^\circ$ (m/s)	$V_0$ em $\theta=0^\circ$ (m/s)
	Esquerda	Meio	Direita
3-FSP (1)	33,73	33,98	32,98
3-FDP (2)	33,98	33,73	33,23
3-FSP (3)	35,65	35,89	26,53



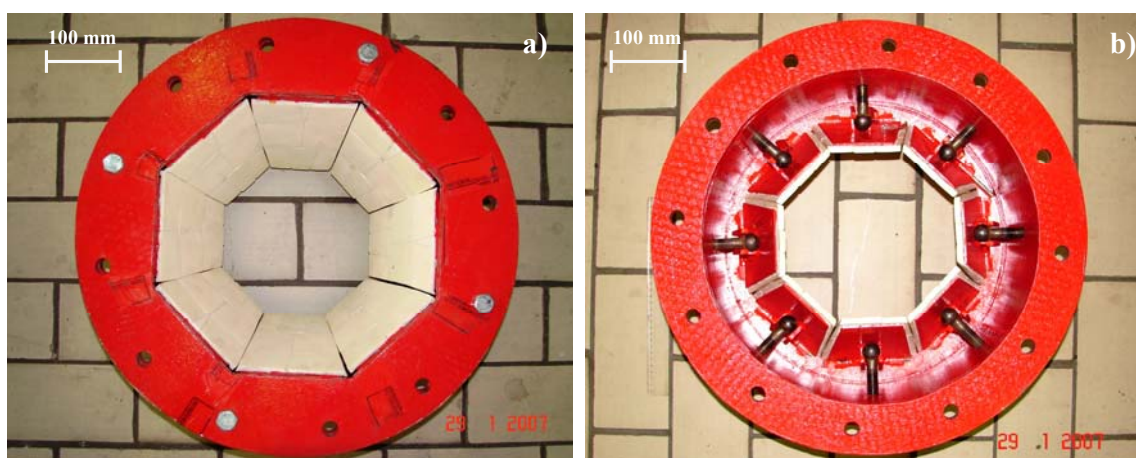
#### 4.4. Dispositivo na Indústria

O dispositivo estudado foi instalado em uma das caldeiras do Complexo Termelétrico Jorge Lacerda – Tractebel Energia S.A., situado no município de Capivari de Baixo-SC. Esta caldeira possui doze queimadores de carvão pulverizado, divididos em quatro andares, ou seja, três queimadores por moinho. Sendo assim, com o objetivo da avaliação do dispositivo no meio industrial, foram instalados seis acessórios em dois andares intermediários da caldeira UTLA-3 (Tractebel Energia S.A.).

As Figuras 4.9 e 4.10 apresentam o dispositivo fabricado e montado pronto para ser instalado no meio industrial, aberto e fechado, respectivamente.



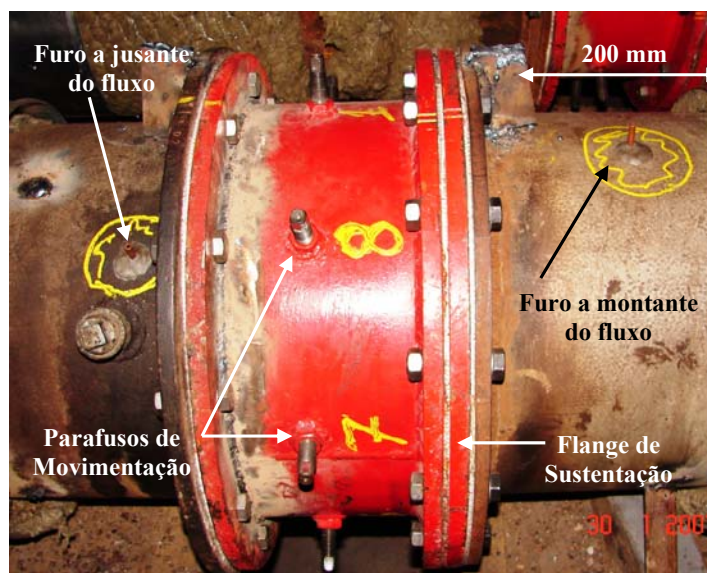
**Figura 4.9:** Fotografia ilustrando dispositivo regulador aberto com as duas vistas no sentido do fluxo: (a) a montante, (b) a jusante.



**Figura 4.10:** Fotografia ilustrando o dispositivo regulador fechado com as duas vistas no sentido do fluxo: (a) a montante, (b) a jusante.

Os testes em meio industrial também foram realizados com a utilização de fluxo de ar frio para o estudo do dispositivo. Para isso, depois da regulagem e padronização dos parafusos de movimentação, dois dispositivos de diferentes andares foram avaliados em três velocidades distintas, desde a condição de abertura até o seu fechamento total. Este estudo foi fundamentado em leituras de variação de pressão estática com a regulagem dos acessórios de movimentação, o que possibilitou a comparação com dados obtidos através do protótipo na unidade piloto.

A Figura 4.11 apresenta o dispositivo instalado na indústria termelétrica. Observa-se que a furação utilizada para as medidas experimentais manteve o padrão utilizado em laboratório, estando o furo a jusante do dispositivo posicionado e alinhado com o centro da palheta de obstrução. Este coincide com a posição do parafuso de movimentação da palheta escolhida.



**Figura 4.11:** Fotografia ilustrando dispositivo regulador instalado em tubulação de carvão pulverizado que alimenta a caldeira UTLA-3 – Tractebel Energia S.A.

A Tabela 4.5 apresenta as notações para os ensaios realizados no meio industrial.

**Tabela 4.5:** Experimentos com dispositivo instalado numa indústria termelétrica, com descrição de velocidades iniciais de operação.

Experimento	$V_0$ em $\theta=0^\circ$ (m/s)	Experimento	$V_0$ em $\theta=0^\circ$ (m/s)
C-1	26,39	D-1	23,94
C-2	28,80	D-2	30,91
C-3	33,41	D-3	32,98



## ***CAPÍTULO 5***

### ***5. RESULTADOS E DISCUSSÕES***

---

Esta seção tem o propósito de discutir os resultados dos experimentos realizados com os protótipos dos dispositivos instalados na unidade piloto, sob diferentes condições de operação. Primeiramente, o enfoque será a avaliação do funcionamento do dispositivo frente à perda de energia provocada pelo mesmo. Posteriormente, observações referentes ao escoamento de ar em sistemas conjuntos com dois e três dispositivos associados em paralelo serão discutidas. Por fim, a utilização do dispositivo no meio industrial, especificamente numa usina termelétrica, será abordada tomando-se como base de comparação os resultados obtidos em laboratório com fluxo de ar frio.

Antes da discussão efetiva dos resultados, cabe lembrar que a classificação dos tipos de escoamentos é primordial no entendimento das conclusões alcançadas neste trabalho. Sendo assim, as condições de fluxo de fluido testadas foram determinadas com base em necessidades e aplicações industriais, ou seja, hipóteses válidas na prática de processos diversos, mas principalmente para o fluxo de carvão pulverizado em tubulações circulares. Todavia, intervalos de velocidades maiores (entre 17,0 m/s e 60,0 m/s) foram discutidos, em função deste dispositivo servir também eventualmente para outras aplicações. Na aplicação para o controle de fluxo de carvão pulverizado, as velocidades de escoamento de carvão são normalmente de no máximo 35 m/s.

A viscosidade do fluido escoando deve ser levada em consideração, o interesse da instalação deste dispositivo é justamente a possibilidade do aumento da perda de carga ou da

dissipação de energia no sistema conforme a necessidade prática, portanto os escoamentos considerados são escoamentos viscosos.

Em termos de aplicações industriais, a maior parte dos fluidos escoam internamente em dutos de seções circulares, e ainda uma grande parte sem a necessidade de condições extremas de velocidade, temperatura e pressão. Logo, escoamentos internos em tubulações circulares sem a mudança da massa específica do fluido, ou seja, escoamentos internos e incompressíveis foram avaliados em todos os experimentos.

Por fim, os experimentos foram realizados numa faixa de Número de Reynolds bem acima do Número de Reynolds Crítico, valores de no mínimo 140.000, o que caracteriza escoamentos turbulentos.

### ***5.1. Variáveis Operacionais Estudadas no Protótipo do Dispositivo***

O estudo da perda de carga e do comprimento equivalente num dispositivo articulado apresenta-se como um exercício complexo e exploratório, tendo em vista a obtenção de padrões ou parâmetros dos quais se possam expressar equações ou correlações.

#### **5.1.1. Perda de carga singular ( $h_{LS}$ ) versus ângulo de fechamento das palhetas ( $\theta$ )**

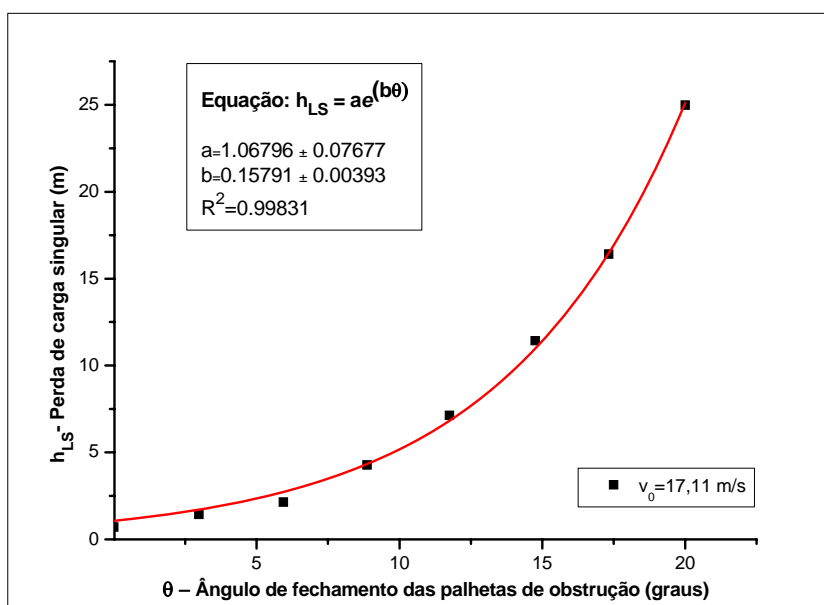
O princípio de funcionamento do dispositivo estudado, conforme citado anteriormente, consiste na movimentação de palhetas de obstrução que, quando abertas, são tomadas como referencial, em  $\theta=0^\circ$ . A partir daí, movimentam-se em direção ao fechamento máximo, em  $\theta=20^\circ$ , o que ocorre com um deslocamento simultâneo das peças. Sendo assim, a primeira análise do funcionamento do dispositivo visa ao entendimento do aumento da perda de carga singular provocada pelo dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas, experimento realizado para sete diferentes velocidades de operação, conforme descrito na seção de materiais e métodos a partir da Tabela 4.2.

A Tabela 5.1 apresenta os resultados para o experimento 1-FSP (1), com o fechamento simples do protótipo do dispositivo desde totalmente aberto até sua condição de fechamento máximo. Para isso foi efetuado manualmente e simultaneamente o deslocamento dos oito parafusos de movimentação, os quais induzem ao movimento das palhetas de obstrução.

**Tabela 5.1:** Resultados do experimento 1-FSP (1), com  $V_0 = 17,11 \text{ m/s}$ .

Ângulo Palhetas	$\Delta h$ (mm) manômetro	$\Delta P$ ( $\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}^2$ )	$h_{LS}$ (m)
0°	1	7,84	0,71
3,0°	2	15,67	1,43
5,9°	3	23,51	2,14
8,9°	6	47,02	4,28
11,7°	10	78,37	7,14
14,7°	16	125,39	11,42
17,3°	23	180,25	16,42
20°	35	274,30	24,99

Como exemplos graficados independentes, as Figuras 5.1 e 5.2 apresentam as perdas de carga singulares em função do ângulo para duas velocidades iniciais limites, dentro do intervalo de estudo abordado. A Figura 5.1 ilustra o comportamento da perda de carga singular do dispositivo durante um ensaio de fechamento das palhetas de obstrução, com velocidade inicial do ar de passagem de  $17,11 \text{ m/s}$  em  $\theta = 0^\circ$ .

**Figura 5.1:** Perda de carga singular do dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para  $V_0 = 17,11 \text{ m/s}$ . Experimento 1-FSP (1).

Pode-se notar um comportamento exponencial da perda de carga singular em função do ângulo de fechamento, neste caso identificado com boa aproximação pela Equação 5.1:

$$h_{LS} = 1,068e^{0,158\theta} \quad (5.1)$$

Outro fator importante a ser observado é que existe uma perda de carga provocada pelo acessório totalmente aberto, fato decorrente da alteração de geometria naquela seção da tubulação. Contudo, esta perda de carga é muito pequena, o que ocorre em razão das palhetas de obstrução permanecerem escondidas atrás dos flanges de conexão.

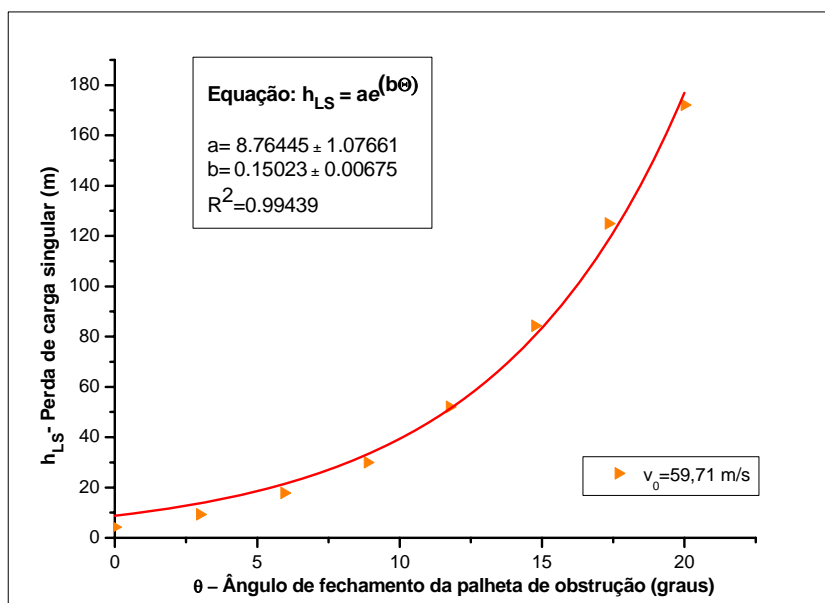
É possível também a identificação da perda de carga singular máxima provocada pelo acessório, para a condição de fechamento total, em  $\theta=20^\circ$ , que ficou em torno de 25 m. Na seção 5.1.2, com a discussão da determinação do comprimento equivalente do dispositivo sob diferentes condições, ficará claro o significado da perda de carga em termos de perda de energia provocada pelo acessório.

A Tabela 5.2 apresenta os resultados para o experimento 1-FSP (7), em condições similares ao experimento 1-FSP (1), porém com velocidade inicial de operação de 59,71 m/s. Este valor máximo de velocidade foi limitado pela escala do manômetro utilizado.

**Tabela 5.2:** Resultados do experimento 1-FSP(7), com  $V_0= 59,71$  m/s.

<b>Ângulo Palhetas</b>	<b><math>\Delta h</math> (mm) manômetro</b>	<b><math>\Delta P</math> (kg/m*s<sup>2</sup>)</b>	<b><math>h_{LS}</math> (m)</b>
0°	6	47,02	4,28
3,0°	13	101,88	9,28
5,9°	25	195,93	17,85
8,9°	42	329,15	29,98
11,7°	73	572,10	52,11
14,7°	118	924,77	84,24
17,3°	175	1371,48	124,93
20°	251	1967,09	179,18

A Figura 5.2 apresenta o gráfico referente ao experimento 1-FSP (7), da perda de carga singular em função do ângulo de obstrução das palhetas.



**Figura 5.2:** Perda de carga Singular do dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para  $V_0=59,71 \text{ m/s}$ . Experimento 1-FSP (7).

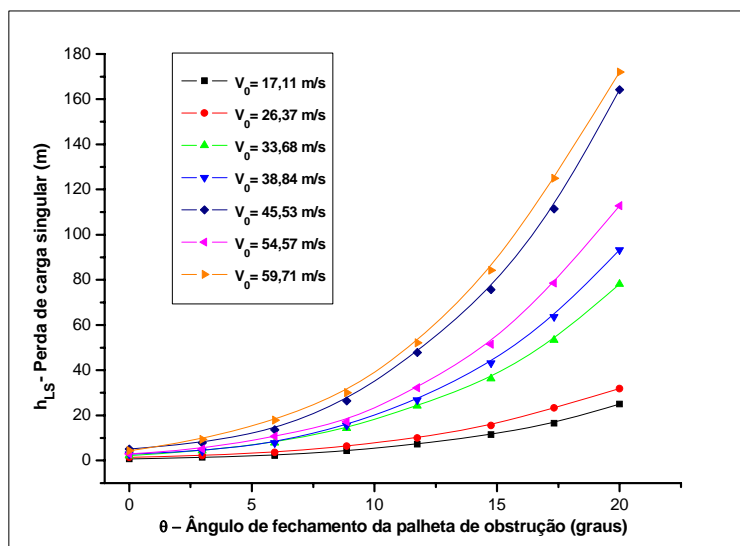
Nota-se que o comportamento exponencial também é observado, todavia a Equação 5.2 é a que se aproxima dos pontos experimentais obtidos.

$$h_{LS} = 8,288e^{0,153\theta} \quad (5.2)$$

O ponto que indica uma pequena perda de carga em condição de abertura total apresenta comportamento similar ao anterior, e isto sugere que a dissipação de energia causada pelo dispositivo aberto é resultante apenas da geometria diferenciada do restante da tubulação, o que comprova que sob esta condição o dispositivo praticamente não oferece resistência ao escoamento.

A perda de carga para o experimento 1-FSP (7), após o fechamento total da válvula, foi de aproximadamente 180 m. Sendo assim, pode-se dizer que quanto maior a velocidade do fluido escoando na tubulação, maior a dissipação de energia provocada pelo acessório, fato comprovado durante a realização dos sete experimentos relativos a esta seção.

A Figura 5.3 apresenta os resultados para os sete experimentos de avaliação da perda de carga em função do fechamento do acessório.



**Figura 5.3:** Perda de carga Singular do dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para os Experimentos 1-FSP-1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7.

Pode-se notar um comportamento exponencial para todos os ensaios, com maior ou menor grau, mas todos apresentam comportamento de aumento exponencial da perda de carga à medida que o dispositivo é fechado. Além disso, a perda de carga inicial para o dispositivo aberto não varia muito, sendo um pouco maior para velocidades maiores.

As funções que descrevem o comportamento dessas curvas são similares, diferindo apenas entre os valores dos coeficientes “a” e “b”. A Tabela 5.3 apresenta os valores dos coeficientes para os sete experimentos, bem como o desvio quadrático encontrado para cada função. A suposição do significado físico dos coeficientes encontrados será feita a seguir.

A primeira constatação evidente na análise das diferentes funções encontradas é que o coeficiente “b” manteve-se praticamente constante, e a média foi de 0,156. O valor do experimento 1-FSP (2) foi desprezado no cálculo da média do coeficiente por se distanciar dos outros valores encontrados e, portanto, resultante de um erro experimental. Sendo assim, pode-se dizer que o coeficiente “b” independe da velocidade de operação do sistema, e pode ser considerado uma constante decorrente das características geométricas e dimensionais do dispositivo.

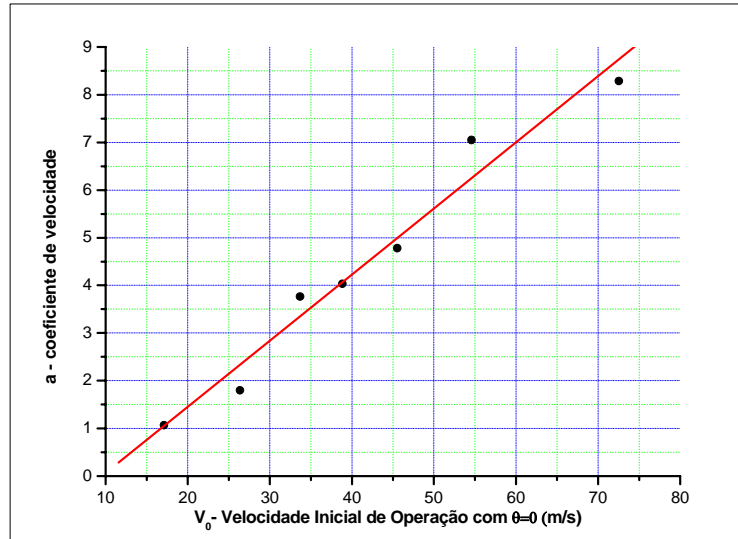
**Tabela 5.3:** Dados referentes à função exponencial encontrada para os experimentos de fechamento simples de um dispositivo.

Experimento	$V_0$ em $\theta=0$	Coef. “a”	Coef. “b”	$h_{LS} = ae^{b\theta}$	$R^2$
1-FSP (1)	17,11	1,068	0,158	$h_{LS} = 1,068e^{0,158\theta}$	0,99831
1-FSP (2)	26,37	1,801	0,145*	$h_{LS} = 1,801e^{0,152\theta}$	0,99617
1-FSP (3)	33,68	3,764	0,152	$h_{LS} = 3,764e^{0,152\theta}$	0,99762
1-FSP (4)	38,84	4,034	0,158	$h_{LS} = 4,034e^{0,158\theta}$	0,99706
1-FSP (5)	45,53	4,7793	0,159	$h_{LS} = 4,779e^{0,159\theta}$	0,99644
1-FSP (6)	54,57	7,050	0,158	$h_{LS} = 7,050e^{0,158\theta}$	0,99704
1-FSP (7)	59,71	8,288	0,153	$h_{LS} = 8,288e^{0,153\theta}$	0,99439

\* valor desprezado no cálculo da média do coeficiente “b”.

Por outro lado, o coeficiente “a” mostra-se variável com a mudança de velocidade de escoamento do fluido passante. Sendo assim, pode-se dizer que este coeficiente está efetivamente relacionado com a dissipação de energia provocada pelo dispositivo no sistema. Quanto maior a agitação das moléculas escoando, maior a perturbação e turbulência do fluxo provocada por um obstáculo qualquer, conseqüentemente maior a perda de energia associada. Logo, o coeficiente “a” foi denominado coeficiente de velocidade, justamente por estar relacionado com esta grandeza física.

O coeficiente de velocidade “a” foi graficado em função da velocidade inicial de operação, ou seja, a velocidade com que o sistema opera com a válvula aberta, o que pode ser visualizado na Figura 5.4. Pode-se observar uma boa aproximação do coeficiente “a” em função da velocidade através de um comportamento linear, com um desvio quadrático para este caso de 0,98322. Dessa forma, propõe-se uma metodologia para a estimativa da perda de carga provocada pelo dispositivo, em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução.



**Figura 5.4:** Coeficiente “a” em função da velocidade inicial de operação do sistema em  $\theta=0^\circ$ .

Primeiramente, a Equação 5.3 foi obtida para a determinação do coeficiente “a”:

$$a = -1,3244 + 0,13877V_0 \quad (5.3)$$

O coeficiente “b” é constante e possui valor igual a 0,156, e todas as curvas indicaram o comportamento exponencial da perda de carga em função do ângulo de fechamento da palheta representado pela Equação 5.4:

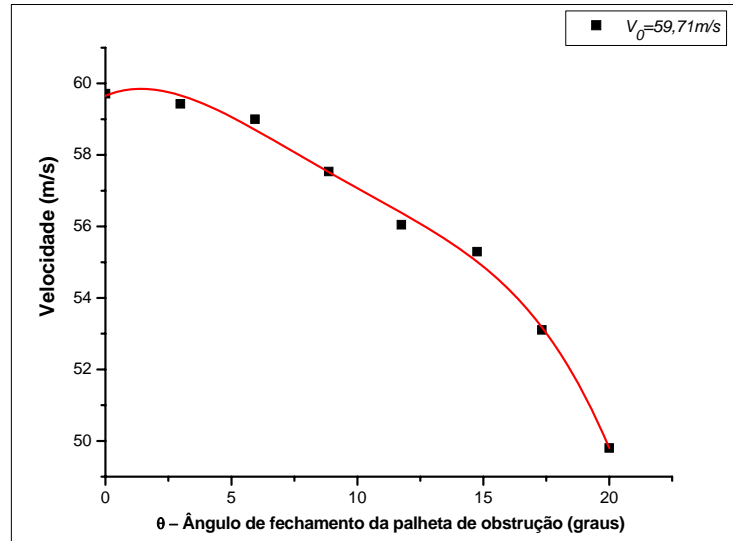
$$h_{LS} = ae^{0,156\theta} \quad (5.4)$$

Sendo assim, de posse da velocidade para a condição inicial em  $\theta=0^\circ$ , pode-se determinar o valor do coeficiente de velocidade “a”, que juntamente com um ângulo qualquer das palhetas, são usados na determinação da perda de carga singular do dispositivo.

A aplicação da metodologia proposta exige o conhecimento da velocidade inicial de operação do sistema. Isso de certa maneira é uma condição restritiva à utilização do método em termos de aplicações industriais, como por exemplo, numa situação em que o mecanismo encontra-se parcialmente fechado e não é possível abri-lo para o monitoramento da velocidade inicial.



Sendo assim, a variação da velocidade do fluido em função do fechamento do dispositivo também foi estudada. A Figura 5.5 apresenta os resultados referentes à máxima velocidade inicial de escoamento, ou seja,  $V_0=59,71$  m/s.



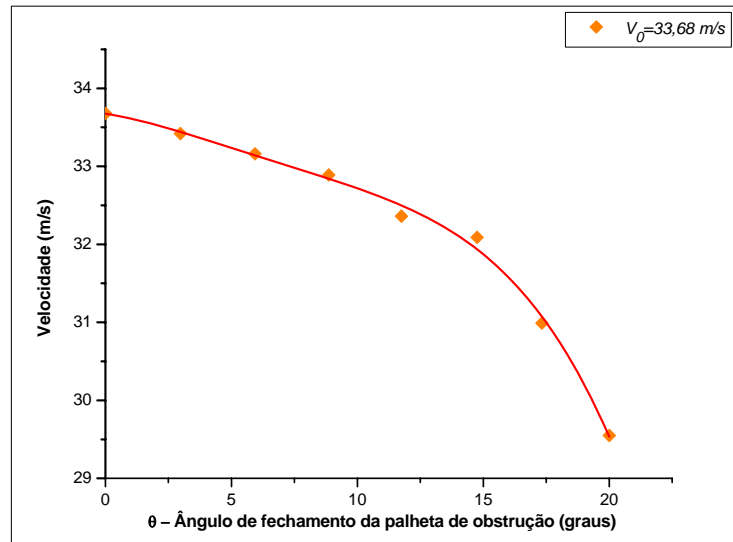
**Figura 5.5:** Velocidade ( $V$ ) *versus* ângulo de obstrução ( $\theta$ ) para o experimento 1-FSP(7).

Observa-se que o decaimento da velocidade com o fechamento do dispositivo segue uma tendência, que para este caso foi identificado com boa aproximação por um polinômio de quarto grau descrito pela Equação 5.5, com um desvio quadrático de 0,99595.

$$V = 59,65 + 0,29\theta - 0,12\theta^2 + 0,0093\theta^3 + 0,00026\theta^4 \quad (5.5)$$

A Equação 5.5 tem como primeiro membro do polinômio a velocidade inicial do escoamento, quando o ângulo de fechamento das palhetas de obstrução é  $0^\circ$ . Nota-se que este valor aproxima-se bastante do valor real da velocidade inicial do escoamento.

A Figura 5.6 apresenta os resultados para uma condição inicial agora de 33,68 m/s, para o experimento 1-FSP (3). Para as duas velocidades de escoamento iniciais menores do que este valor, em 1-FSP (1) e 1-FSP (2), os resultados foram imprecisos e não apresentaram uma tendência que pudesse ser identificada com confiabilidade. Logo, os valores inferiores foram descartados e este experimento é, portanto, o limite inferior de velocidades de escoamento para essa abordagem matemática.



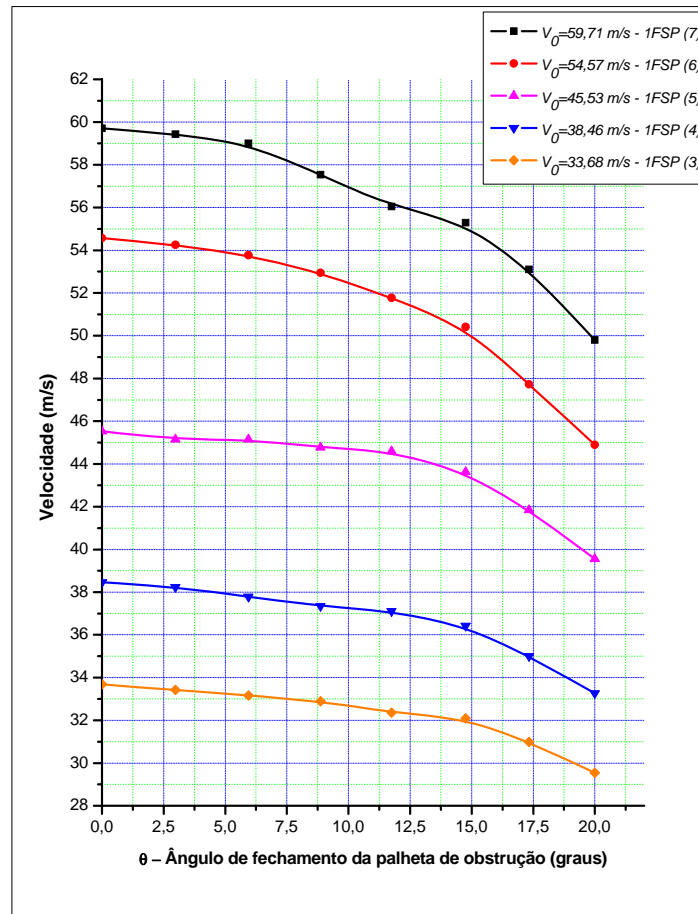
**Figura 5.6:** Velocidade ( $V$ ) versus ângulo de obstrução ( $\theta$ ) para o experimento 1-FSP(3).

Verifica-se que a mesma tendência de polinômio de quarto grau observada em 1-FSP (7), aparece novamente em 1-FSP (3). Todavia, a Equação 5.6 é a que descreve o comportamento da velocidade em função do ângulo de fechamento para este experimento, com desvio quadrático de 0,99602.

$$V = 33,67 - 0,05\theta - 0,013\theta^2 + 0,00151\theta^3 - 0,00006\theta^4 \quad (5.6)$$

O primeiro membro da Equação 5.6 também se aproxima muito do valor da velocidade inicial para este experimento, o que reforça a confiabilidade da estimativa sugerida por este método.

A Figura 5.7 apresenta os resultados para cinco experimentos diferentes, todos identificados por um decaimento da velocidade à medida que o dispositivo é fechado, através de um polinômio de quarto grau. Este gráfico permite uma estimativa da velocidade inicial de escoamento sem a real necessidade de mensurá-la, bastando-se para isso a medição da velocidade instantânea de operação e a posição angular das palhetas de obstrução. Com esses dois valores é possível a localização de um ponto no gráfico para a determinação da velocidade inicial do escoamento e, caso este ponto não coincida com uma curva de um dos intervalos, pode ser interpolado entre as mesmas com boa aproximação.



**Figura 5.7:** Velocidade ( $V$ ) versus ângulo de obstrução ( $\theta$ ) para os experimentos 1-FSP(3), (4), (5), (6) e (7).

Por fim, com a estimativa da velocidade inicial e de posse do valor do ângulo de obstrução das palhetas, é possível através da Equação 5.3 a determinação do coeficiente de velocidade “a”. E posteriormente, com o auxílio da Equação 5.4 é possível a o cálculo da perda de carga singular do protótipo do dispositivo, para qualquer situação entre o intervalo de velocidades iniciais de aproximadamente 30,0 a 60,0 m/s.

É de fundamental importância a observação de que a metodologia proposta foi determinada a partir de dados experimentais de escoamento de ar em tubulação de aço com a inserção do protótipo do dispositivo ao longo do trajeto, para escoamentos internos incompressíveis e em regime turbulento. Portanto, faz-se necessária a fixação do intervalo de Número de Reynolds para o qual as considerações foram feitas. Para o intervalo de

velocidades compreendido entre  $17,11 \text{ m/s} < V_0 < 59,71 \text{ m/s}$ , o número de Reynolds está inserido entre  $147000 < Re < 513000$ .

As condições de escoamento em regime laminar não foram estudadas por três motivos: aplicações práticas e industriais restringem-se a escoamentos turbulentos e, além disso, a eficiência do dispositivo neste regime seria muito pequena, por estar trabalhando em intervalos de velocidades muito baixas. Por fim, limitações de escala e precisão dos equipamentos de medição.

### 5.1.2. Determinação do Comprimento Equivalente Adimensional do Dispositivo

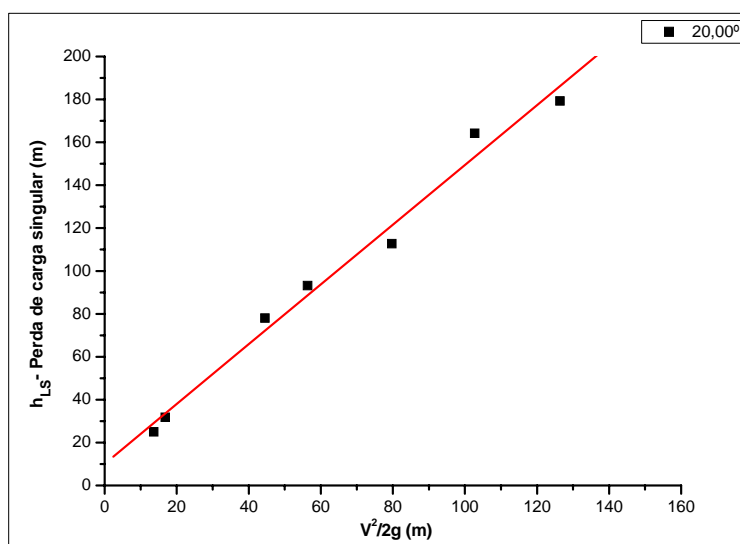
Antes da discussão da determinação do comprimento equivalente do protótipo do dispositivo, faz-se necessário o resgate do significado físico dessa grandeza. O  $L_{eq}$  está relacionado com a dissipação de energia provocada por algum obstáculo que interfere no deslocamento do fluido. Essa perda de energia por atrito pode ser quantificada e comparada a uma perda provocada por um tubo reto, sendo que o comprimento deste tubo é chamado de comprimento equivalente. Portanto, o objetivo desta seção consiste na quantificação da perda de carga provocada pelo acessório, em termos de comprimento equivalente de um tubo reto e não obstruído.

Baseando-se no método empírico e direto de determinação do comprimento equivalente de um acessório, apresentado na seção 3.4.4.4, a Tabela 5.4 apresenta resultados para os sete experimentos com as palhetas de obstrução fixadas em  $20^\circ$ .

**Tabela 5.4:** Dados para a determinação de  $h_{LS}$  versus  $V^2/2g$  para 1-FSP – 1,2,3,4,5,6 e 7 para  $\theta=20^\circ$ .

Experimento	V (m/s)	$V^2/2g$ (m)	$\Delta h$ (mm) manômetro	$h_{LS}$ (m)
1-FSP (1)	16,36	13,65	35	24,99
1-FSP (2)	18,17	16,82	45	31,81
1-FSP (3)	29,55	44,50	110	78,09
1-FSP (4)	33,26	56,37	132	93,24
1-FSP (5)	39,55	79,71	158	112,79
1-FSP (6)	44,90	102,75	230	164,19
1-FSP (7)	49,80	126,40	251	179,18

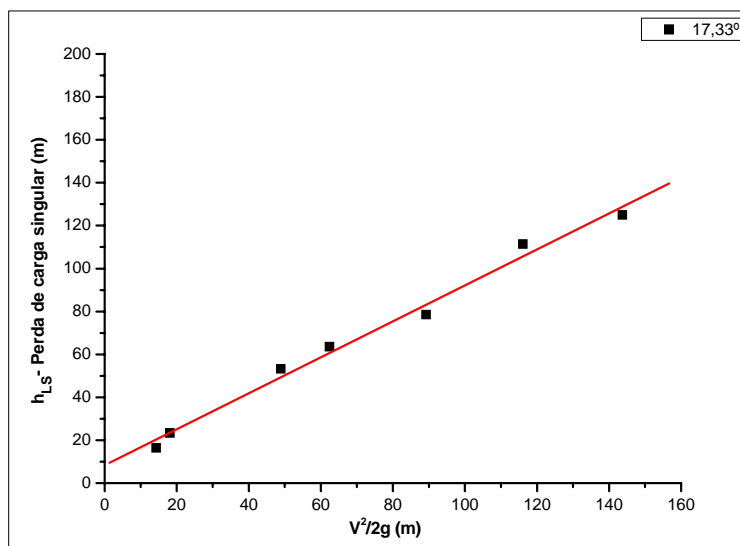
A partir dos dados da Tabela 5.4, a perda de carga singular foi graficada em função de  $V^2/2g$ , com o objetivo da determinação do valor do coeficiente de perda  $K$ , coeficiente angular da reta. A Figura 5.8 apresenta os resultados obtidos na condição do dispositivo totalmente fechado, onde se pode observar com boa aproximação um comportamento linear para o intervalo de velocidades estudado.



**Figura 5.8:** Perda de carga Singular do dispositivo ( $h_{LS}$ ) em função de  $V^2/2g$  para  $\theta=20^\circ$ .

Os limites de velocidade considerados enquadram-se dentro de uma faixa do número de Reynolds que caracteriza o regime turbulento. Sendo assim, a extrapolação da curva da Figura 5.8 quando a velocidade tende a zero, não pode ser efetuada por passar numa região de regime laminar, na qual o comportamento do dispositivo não foi estudado.

A Figura 5.9 também apresenta um comportamento linear, dado por uma função que descreve a variação da perda de carga singular em função do quadrado da velocidade do fluido passante, porém, para um ângulo de deslocamento das palhetas de obstrução de  $17,3^\circ$ . Em razão desta posição permitir a passagem de fluido numa área total maior, a perda de carga singular apresenta valores menores.

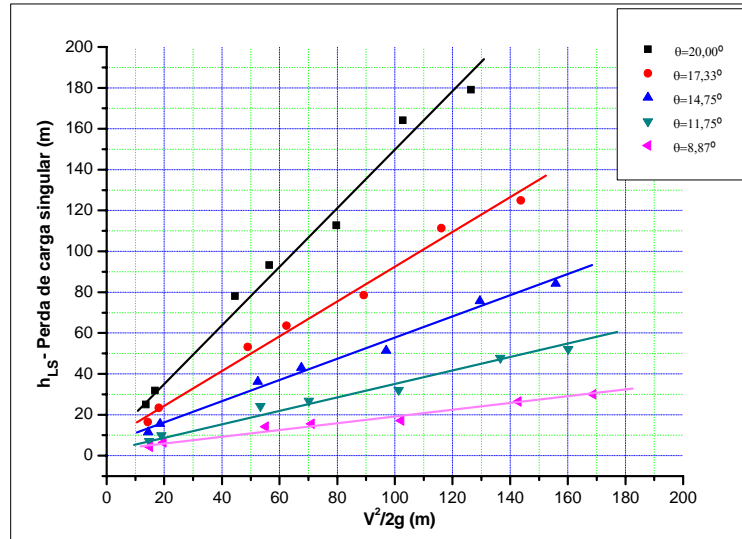


**Figura 5.9:** Perda de carga Singular do dispositivo em função de  $V^2/2g$  para  $\theta=17,3^\circ$ .

Os resultados para os sete experimentos realizados, em cinco posições das palhetas de obstrução, estão apresentados na Figura 5.10. Percebe-se que o comportamento linear manteve-se para todas as regulagens do dispositivo. Entretanto, para condições mais próximas da abertura o desvio quadrático foi maior, o que pode ser explicado pela dificuldade de leitura das variações de altura do fluido manométrico no manômetro para pequenas variações de perda de carga. Logo, os dados para as três últimas regulagens em direção à abertura do dispositivo foram omitidos.

Para o cálculo do comprimento equivalente do dispositivo sob diferentes condições de operação, faz-se necessária a determinação do coeficiente de perda de carga  $K$ . Este valor é dependente da porcentagem de fechamento do mecanismo, logo, pode-se observar ainda na Figura 5.10 que quanto mais fechado está o acessório, maior é a inclinação da reta. Conseqüentemente, maior é o valor do coeficiente  $K$ .

O dispositivo totalmente aberto também provoca uma perda de carga no sistema, que tende a aumentar através de um comportamento linear. Entretanto, esta perda de energia é muito pequena, conforme ressaltado anteriormente, conseqüência apenas de uma geometria diferenciada ao longo do escoamento.



**Figura 5.10:** Perda de carga Singular do dispositivo em função de  $V^2/2g$  para diferentes valores de  $\theta$ , desde o dispositivo fechado ( $\theta=20^\circ$ ) até  $\theta=8,9^\circ$ .

Para todos os experimentos um comportamento linear da perda de carga singular em função de  $V^2/2g$  pôde ser observado, e a Equação 5.7 relaciona a perda de carga singular com a velocidade do fluido passante, no intervalo considerado:

$$h_{LS} = a + b \left( \frac{V^2}{2} \right) \quad (5.7)$$

O coeficiente linear da Equação 5.7 não apresenta significado físico algum, conforme afirmado anteriormente. Isso porque as características do dispositivo operando em regime laminar, com número de Reynolds  $<2300$ , não foram estudadas. Logo, suposições de extrapolação da reta quando “x” tende a zero devem ser descartadas.

Já o coeficiente angular da Equação 5.7 indica o quanto, proporcionalmente, a perda de carga singular aumenta com  $V^2/2g$ . Trata-se do valor do coeficiente de perda K. A Tabela 5.5 apresenta as equações obtidas para a determinação deste coeficiente, desde o dispositivo fechado até  $\theta=8,9^\circ$ .

**Tabela 5.5:** Equações de retas obtidas e utilizadas para a determinação do coeficiente de perda K no intervalo:  $8,9^\circ < \theta < 20^\circ$ .

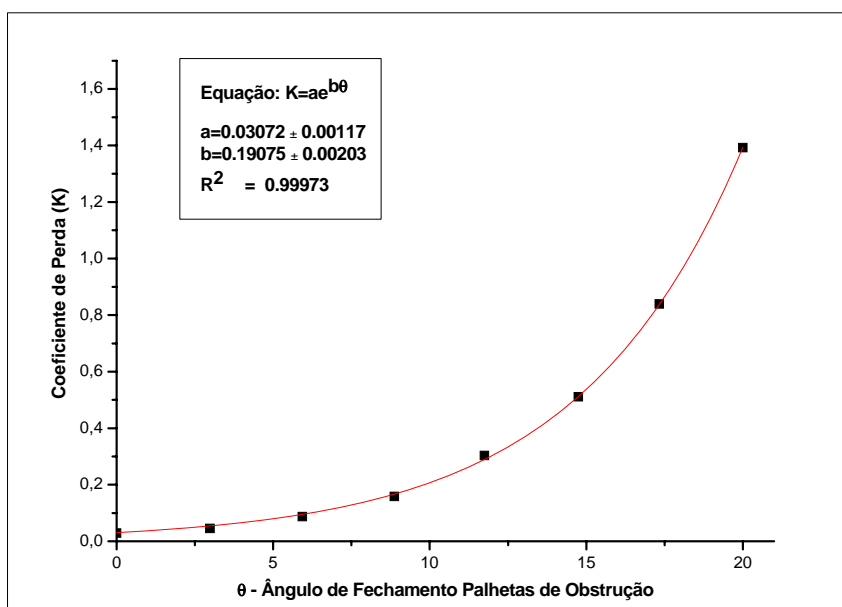
Ângulo	Função	R <sup>2</sup>	K
20°	$h_{LS} = 10,19 + 1,39249 \left( \frac{V^2}{2g} \right)$	0,99256	1,39249
17,3°	$h_{LS} = 8,27 + 0,83912 \left( \frac{V^2}{2g} \right)$	0,99469	0,83912
14,7°	$h_{LS} = 6,26 + 0,5113 \left( \frac{V^2}{2g} \right)$	0,99425	0,5113
11,7°	$h_{LS} = 4,49 + 0,30356 \left( \frac{V^2}{2g} \right)$	0,99127	0,30356
8,9°	$h_{LS} = 3,25 + 0,15862 \left( \frac{V^2}{2g} \right)$	0,98752	0,15862

Os resultados obtidos demonstram que para o intervalo de Número de Reynolds considerado, para todas as posições, a suposição do coeficiente de perda K constante é adequada. E no caso de fechamento máximo, o valor do coeficiente de perda é de 1,39249.

Cabe lembrar que foi discutido anteriormente que a perda de carga singular cresce exponencialmente com o aumento do ângulo de fechamento do acessório. Nesta seção, com a determinação dos valores de K, pode-se avaliar a influência da posição das palhetas frente aos valores deste coeficiente.

A Figura 5.11 demonstra que o coeficiente de perda K também aumenta exponencialmente à medida que o dispositivo é fechado, através de uma função  $K = ae^{b\theta}$ . Portanto, sabendo-se que a perda de carga singular do sistema é função do coeficiente de perda de carga K, prova-se dessa maneira que é o coeficiente K que induz o comportamento exponencial das funções encontradas. Isso comprova que este coeficiente está intimamente relacionado com os fenômenos de dissipação de energia provocados pelo dispositivo em diferentes intervalos de velocidade e diferentes posições das palhetas de obstrução.





**Figura 5.11:** Determinação do Coeficiente de perda K para diferentes posições de fechamento do dispositivo, válido para  $147000 < Re < 513000$ .

Por fim, de posse dos valores de K encontrados para o intervalo considerado, é possível a determinação do comprimento equivalente adimensional através do método direto citado anteriormente. Para isso, algumas considerações relevantes serão detalhadas a seguir.

Primeiramente, a rugosidade do tubo de aço foi obtida com o auxílio da Tabela 3.3 e o valor considerado foi de 0,046 mm. Sabendo-se que a rugosidade relativa é obtida pela razão entre a rugosidade do material e o diâmetro da tubulação, o valor calculado para esta grandeza foi de 0,000315. Para este valor e para o intervalo de número de Reynolds abordado, percebe-se através do diagrama de Moody, Figura 3.16, que todos os escoamentos testados encontram-se na região de escoamento turbulento de transição, ou seja, o valor do coeficiente de atrito diminui com o aumento do Número de Reynolds. Logo, a Equação 3.24 foi utilizada para a determinação do fator de atrito “ $f$ ”.

As Tabelas 5.6 e 5.7 apresentam os valores considerados nos cálculos para cada ângulo de fechamento, bem como os resultados na determinação do comprimento equivalente adimensional para os experimentos 1-FSP (3) e 1-FSP (7), respectivamente. A escolha dos dois experimentos, para a análise do comprimento equivalente adimensional, foi devido ao primeiro estar situado numa faixa de velocidades comuns em usinas termelétricas. Já o segundo foi avaliado em função de representar o maior intervalo de velocidades estudado.

**Tabela 5.6:** Determinação do Comprimento Equivalente Adimensional a partir de 1-FSP-3.

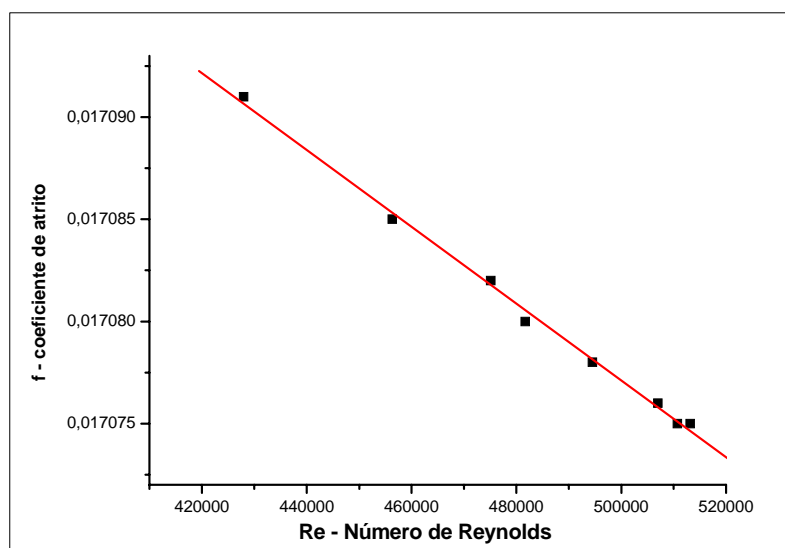
Ângulo	K	Re	$f$	$L_{eq}/D$
20	1,39249	256590	0,017158	81,16
17,3	0,83912	269065	0,01715	48,93
14,7	0,5113	278644	0,017145	29,82
11,7	0,30356	280987	0,017144	17,71
8,9	0,15862	285617	0,017141	9,25
5,9	0,08718	287903	0,01714	5,09
3,0	0,04494	290172	0,017139	2,62
0	0,02929	292423	0,017138	1,71

**Tabela 5.7:** Determinação do Comprimento Equivalente Adimensional a partir de 1-FSP-7.

Ângulo	K	Re	$f$	$L_{eq}/D$
20	1,39249	427964	0,017091	81,47
17,3	0,83912	456299	0,017085	49,11
14,7	0,5113	475128	0,017082	29,93
11,7	0,30356	481675	0,01708	17,77
8,9	0,15862	494508	0,017078	9,29
5,9	0,08718	507017	0,017076	5,11
3,0	0,04494	510710	0,017075	2,63
0	0,02929	513157	0,017075	1,72

Observa-se que, para os dois experimentos considerados, os valores do comprimento equivalente adimensional foram muito similares, mesmo estando eles em intervalos de número de Reynolds diferentes.

Graficando-se o coeficiente de atrito “ $f$ ” em função do Número de Reynolds, para uma rugosidade relativa fixa de 0,000315, obtém-se um gráfico que representa parte do Diagrama de Moody, conforme apresenta a Figura 5.12. O comportamento encontrado é coerente com as suposições do diagrama. Apesar de variar pouco nessa região, o coeficiente de atrito diminui com o aumento do Número de Reynolds. Além disso, uma análise visual do diagrama na região de trabalho sugere um comportamento linear de “ $f$ ” em função de Re, o que foi comprovado a partir dos dados experimentais.

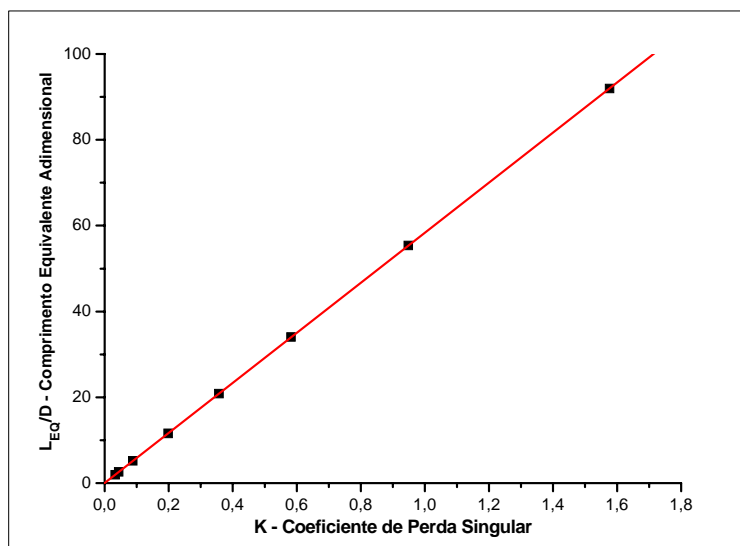


**Figura 5.12:** Coeficiente de atrito em função do Número de Reynolds para 1-FSP-7.

Sendo assim, como o comprimento equivalente é função do coeficiente de perda  $K$ , que foi considerado constante para os intervalos de velocidade considerados, e do fator de atrito, que varia pouco nesses intervalos, explica-se dessa maneira a razão pela qual os comprimentos equivalentes adimensionais calculados praticamente não variam para o mesmo ângulo de obstrução.

A Figura 5.13 complementa o raciocínio, ou seja, demonstra que para o intervalo de Número de Reynolds abordado, o comprimento equivalente adimensional é diretamente proporcional ao coeficiente de perda  $K$ . Este coeficiente é uma propriedade do dispositivo dependente das características geométricas e dimensionais do mesmo e, principalmente, do posicionamento das palhetas de obstrução.

Com a determinação do comprimento equivalente adimensional do protótipo do dispositivo, e de posse do valor do diâmetro da tubulação da unidade piloto (146,2 mm), é possível a determinação do comprimento equivalente ( $L_{EQ}$ ) do protótipo, o qual foi estimado em aproximadamente 12,00 m de tubulação. Isso quer dizer que o protótipo atuando no sistema considerado e nas condições de operação avaliadas, em termos de perda de carga, é equivalente a um pedaço de tubo de aço com o mesmo diâmetro e a mesma rugosidade, reto e não obstruído de aproximadamente 12,00 m.



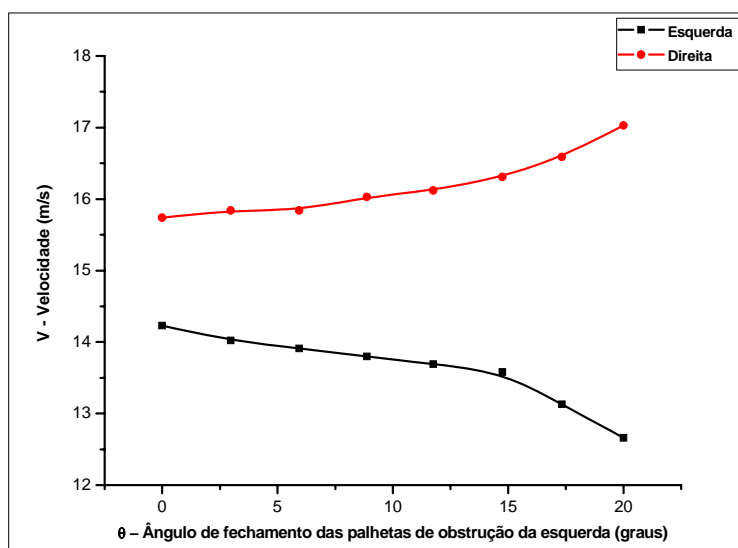
**Figura 5.13:** Comprimento Equivalente Adimensional em função do Coeficiente de Perda Singular  $K$  para o intervalo  $0^\circ < \theta < 20^\circ$ .

## 5.2. Dois Dispositivos em Paralelo

Os ensaios com dois dispositivos em paralelo foram realizados com o fechamento do dispositivo esquerdo, e com o direito mantido aberto e fixo, conforme apresentado na Figura 4.7 e na Tabela 4.3. Nestes experimentos, as condições iniciais indicaram uma diferença de 1,0 a 1,5 m/s entre as duas tubulações, que é resultante da desigual distribuição do ar ao passar pela bifurcação que divide o sistema. É importante a ressalva de que a escolha do fechamento do dispositivo controlador esquerdo foi devido à instalação do manômetro neste lado, o que teria como objetivo a avaliação da queda de pressão do protótipo do dispositivo durante a regulação do mesmo.

As Figuras 5.14 e 5.15 apresentam os resultados das variações de velocidades de ar nas tubulações em função do fechamento das palhetas de obstrução do dispositivo direito, para intervalos diferentes de velocidades nos experimentos 2-FSPE (1) e 2-FSPE (3), respectivamente.

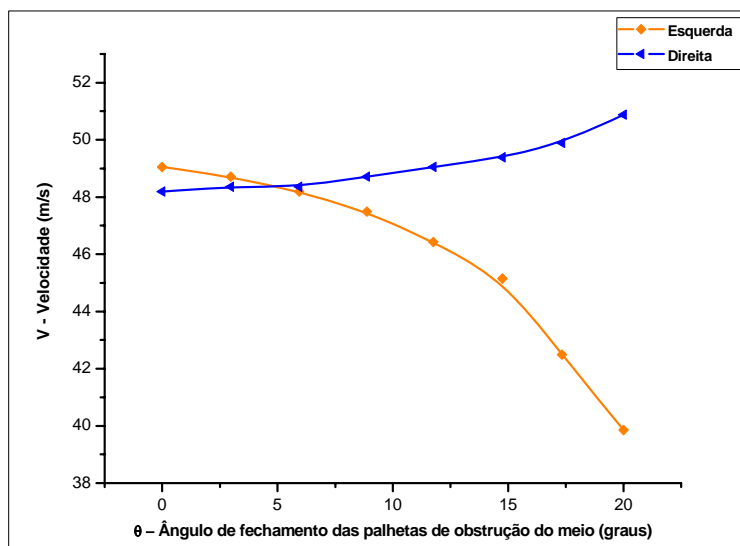
Para a condição inicial em 2-FSPE (1), com a velocidade mais baixa, o número de Reynolds calculado é de aproximadamente 130000, o que garante a realização dos três experimentos em regime turbulento.



**Figura 5.14:** Fechamento Simples do dispositivo da Esquerda, com dispositivo direito aberto e fixo para velocidades iniciais 14,2 e 15,7 m/s. Experimento 2-FSPE (1).

Pode-se observar, através da Figura 5.14, que para regimes de velocidades relativamente baixas, existe a tendência à transferência do fluxo de ar reduzido numa tubulação para a outra tubulação sem muitas perdas, fato comprovado pela aparente idéia de simetria entre os pontos experimentais para os diferentes ângulos avaliados. Isso ocorre porque a perda de carga provocada pelo acessório, conforme já demonstrado e discutido anteriormente, é diretamente proporcional à velocidade do regime de escoamento. Portanto, para velocidades baixas, a perda de carga inserida no sistema é pequena e o soprador acaba não perdendo muita energia em função dessa queda de pressão. Mesmo assim, para este caso ocorreu uma pequena variação da vazão total alimentada, que ficou em torno de 1,0%.

A Figura 5.15 apresenta uma curva de queda de velocidade, para a tubulação esquerda, mais acentuada que a curva de aumento de velocidade, para a tubulação direita. Portanto, para velocidades maiores, a queda de pressão começa a aumentar significativamente, o soprador centrífugo acaba por perder mais potência e a redução da vazão total alimentada ao sistema neste caso foi de 6,7%.



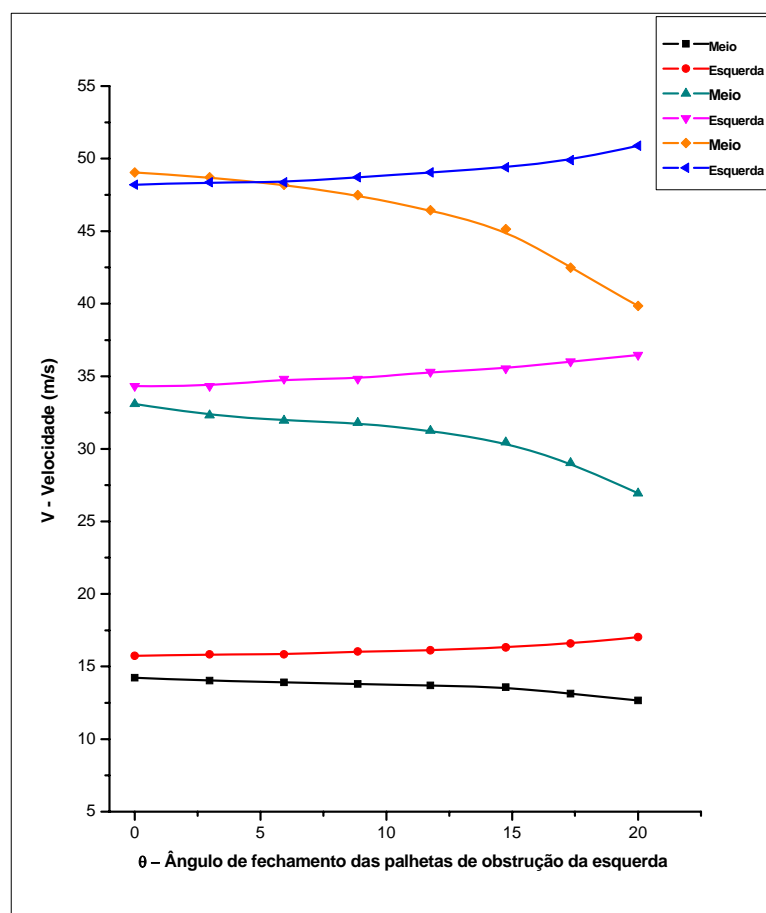
**Figura 5.15:** Fechamento Simples do dispositivo da Esquerda, com dispositivo direito aberto e fixo para velocidades iniciais 48,19 – 49,05 m/s. Experimento 2-FSPE (3).

A Tabela 5.8 resume os resultados para os três experimentos com dois dispositivos em paralelo. Pode-se observar que a redução de vazão percentual na tubulação esquerda é maior quando se trabalha com velocidades maiores, ao passo que o aumento percentual de vazão na tubulação direita é maior também para intervalos de velocidades maiores. Sendo assim, como o objetivo do dispositivo avaliado é o aumento da perda de carga numa tubulação, pode-se comprovar novamente que este é mais eficiente para intervalos de velocidades maiores.

**Tabela 5.8:** Variação de Vazão Volumétrica para os Experimentos 2-FSPE (1), 2-FSPE (2) e 2-FSPE (3).

Tubulação	Experimento/Variação Máxima de Vazão Volumétrica		
	2-FSPE (1)	2-FSPE (2)	2-FSPE (3)
Esquerda	-12,43%	-22,85%	-23,07%
Direita	7,58%	5,85%	5,29%

A Figura 5.16 apresenta os resultados dos três experimentos citados para efeitos de comparação. Pode-se notar visualmente, agora sob mesma escala, que a curva para velocidades maiores apresenta um distanciamento final maior, ou seja, uma variação maior de velocidades. Portanto, considerando-se que o controle da vazão constante de ar alimentada pelo soprador não pôde ser realizada, e que este tipo de soprador é muito sensível a variações de perda de carga, os resultados servem apenas como indicação do comportamento de dispositivos associados. Em aplicação industrial é possível a manutenção da vazão total do sistema constante, logo, espera-se que a vazão reduzida numa tubulação seja encaminhada automaticamente para a outra. Todavia, ensaios complementares necessitam ser fundamentados.

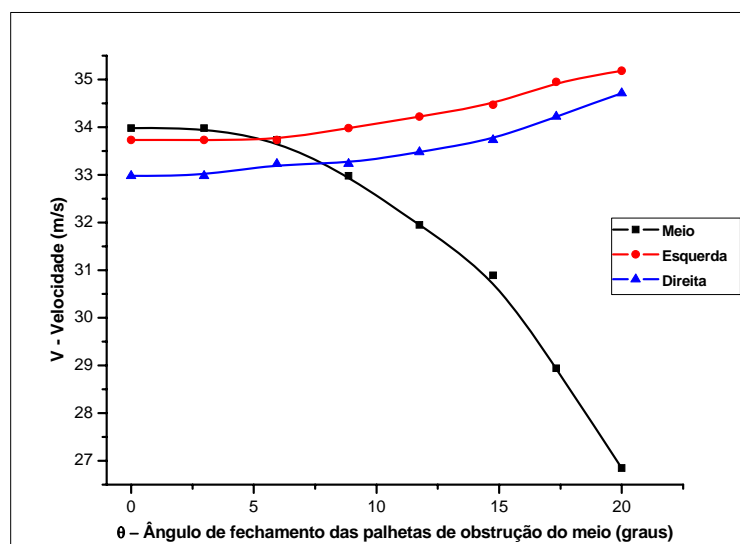


**Figura 5.16:** Fechamento Simples do dispositivo da Esquerda, com dispositivo direito aberto e fixo. Experimentos 2-FSE (1), 2-FSE (2) e 2-FSE (3).

### 5.3. Três Dispositivos em Paralelo

A realização dos ensaios com três dispositivos em paralelo, representados anteriormente através da Figura 4.8 e da Tabela 4.4, visa à reprodução das condições operacionais do sistema no qual se pretende a instalação dos dispositivos. Conforme já ressaltado, o sistema é constituído por uma caldeira alimentada por um conjunto de doze bicos queimadores dispostos em quatro andares diferentes sendo, portanto, três tubulações em paralelo por andar de caldeira. Por esta razão, as faixas de velocidades avaliadas estão dentro das condições de potência máxima de operação da caldeira abordada.

A Figura 5.17 apresenta uma condição de experimento com três protótipos de dispositivos em paralelo, onde o protótipo do meio está sendo fechado gradativamente. Pode-se notar que para uma condição inicial, com os três dispositivos reguladores abertos, a tubulação do meio apresenta o maior valor de velocidade, seguida pela tubulação esquerda e posteriormente a direita. Todavia, a diferença entre essas três velocidades é muito pequena, de no máximo 1 m/s, e está dentro da faixa de tolerância de 5 %, limite considerado para diferença de velocidades entre as tubulações que alimentam os queimadores de uma caldeira. Mesmo assim, para a avaliação da variação máxima causada pelo fechamento de um dispositivo no sistema, faz-se necessário o entendimento da distribuição do fluxo no conjunto, já que a tendência de distribuição do fluxo é uma característica particular do sistema.



**Figura 5.17:** Fechamento simples do dispositivo do meio com dispositivos da esquerda e direita abertos. Experimento 3-FSP(1).



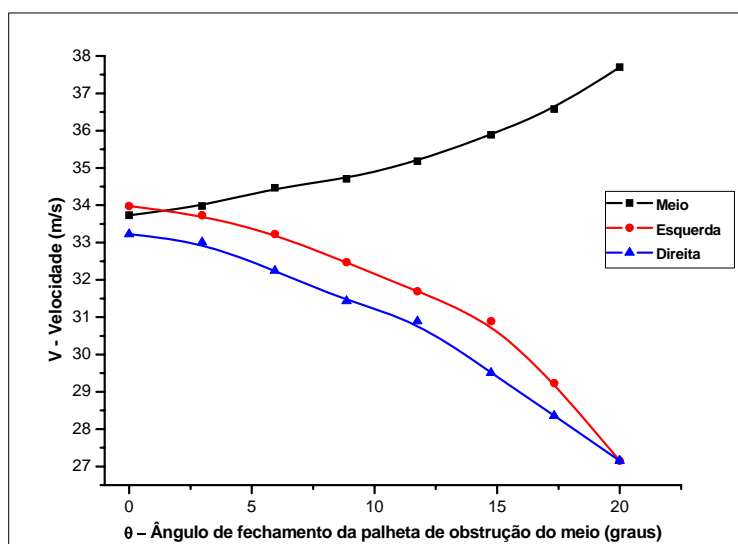
Com o fechamento do protótipo regulador do meio, a perda de carga é elevada consideravelmente a partir da metade da sua regulagem, o que explica uma redução brusca de vazão nesta tubulação nos últimos estágios de fechamento. Por outro lado, a distribuição do fluxo para as outras tubulações, apesar de também acontecer de maneira mais acentuada a partir da metade, não é 100% eficiente, ou seja, nem todo o fluxo de ar reduzido na tubulação central é encaminhado e dividido entre os tubos da extremidade. Isso acontece porque existe uma perda de potência sentida pelo soprador à medida que a perda de carga aumenta no sistema. Neste caso, a variação total da vazão de ar do início ao fim do experimento foi de 3,93%.

A Tabela 5.9 apresenta os valores de variação máxima de vazão sentidos pelas diferentes tubulações com o fechamento do protótipo. Conforme previsto, o tubo do meio foi o que apresentou a maior variação, de aproximadamente 21%. Considerando-se que as variações necessárias para o ajuste de uma equalização de vazão ou de velocidade não são relativamente grandes, normalmente até 10%, este pode ser um indício de que o dispositivo se comportará dentro das necessidades reais de operação e ajuste. Já os tubos da extremidade apresentaram variações similares entre si, com uma pequena diferença que pode ser resultante de erros de medições ocorridos durante a realização dos ensaios.

**Tabela 5.9:** Variação de vazão volumétrica para o Experimento 3-FSP (1).

<b>Tubulação</b>	<b>Variação Máxima</b>
Meio	- 20,99%
Esquerda	4,13%
Direita	4,97%

A Figura 5.18 apresenta a variação de velocidade nas tubulações da unidade piloto avaliada, para um ensaio de fechamento duplo dos protótipos da esquerda e da direita, mantendo-se o do meio fixo. Pode-se considerar novamente que, inicialmente os três dutos apresentam-se em condições de velocidades aproximadamente iguais. Com o fechamento simultâneo dos dispositivos laterais, pode-se observar que a velocidade nos mesmos decresce de acordo com o fechamento simples citado anteriormente. Contudo, o dispositivo central que é mantido aberto, percebe um aumento de vazão mais elevado do que na condição de fechamento simples, fato resultante do desvio de fluxo de ar de duas tubulações para apenas uma.



**Figura 5.18:** Fechamento duplo dos dispositivos laterais, com dispositivo central fixo. Experimento 3-FDP (2).

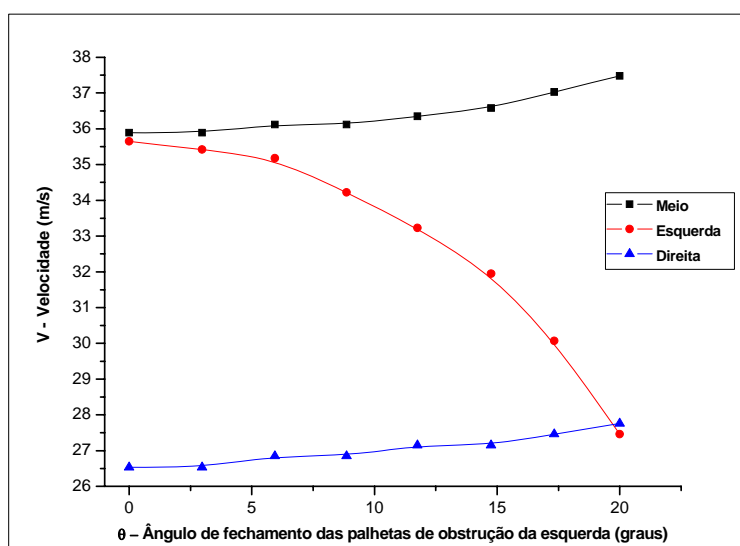
Considerando-se que o fechamento simultâneo de dois dispositivos conduz a uma perda de carga maior do que um fechamento simples, a perda de potência sentida pelo soprador também tende a ser maior, e neste caso a vazão total do sistema foi reduzida em 8,85%. Conforme pode ser observado na Tabela 5.10, o acréscimo de vazão no dispositivo do meio ficou em torno de 10 %, enquanto que a redução de vazão nos dispositivos laterais foi de aproximadamente 20%.

**Tabela 5.10:** Variação de vazão volumétrica para o Experimento 3-FDP (2).

Tubulação	Variação. Máxima
Meio	10,53%
Esquerda	- 20,08%
Direita	- 18,29%

O terceiro experimento com três protótipos de dispositivos em paralelo é de importância significativa, já que este tem como condição inicial um protótipo, o da direita, totalmente fechado, o que induz a uma diferença de valores de velocidades iniciais considerável. Isto poderia sugerir uma necessidade real de um ajuste visando à equalização de velocidades entre os dutos, o que foi realizado de maneira simplificada pela regulagem apenas do dispositivo esquerdo, mantendo-se o do meio aberto e fixo.

A Figura 5.19 apresenta os resultados, portanto, do fechamento simples do protótipo esquerdo, mantendo-se fechado o da direita e aberto o do meio. Pode-se observar uma diferença de aproximadamente 10 m/s ou 25 % entre as velocidades iniciais dos dispositivos abertos e do dispositivo fechado. Com o aumento da perda de carga provocado pelo fechamento das palhetas de obstrução do dispositivo esquerdo, este tende a diminuir a vazão na tubulação que se encontra e, ao mesmo tempo, aumenta a vazão nas outras duas tubulações, de maneira igual. Após o fechamento total do dispositivo esquerdo, a tubulação esquerda alcança a mesma condição de vazão da tubulação direita.



**Figura 5.19:** Fechamento simples do dispositivo esquerdo, com dispositivo do meio aberto e dispositivo direito fechado. Experimento 3-FSP (3).

A Tabela 5.11 demonstra que a redução de vazão na tubulação esquerda foi de 23%, enquanto que o aumento de vazão nas outras duas tubulações foi de aproximadamente 4,3%. Novamente aqui faz-se necessária a observação de que existe uma perda de potência sentida pelo soprador, que neste caso foi de 5,5% de redução da vazão total inicial.

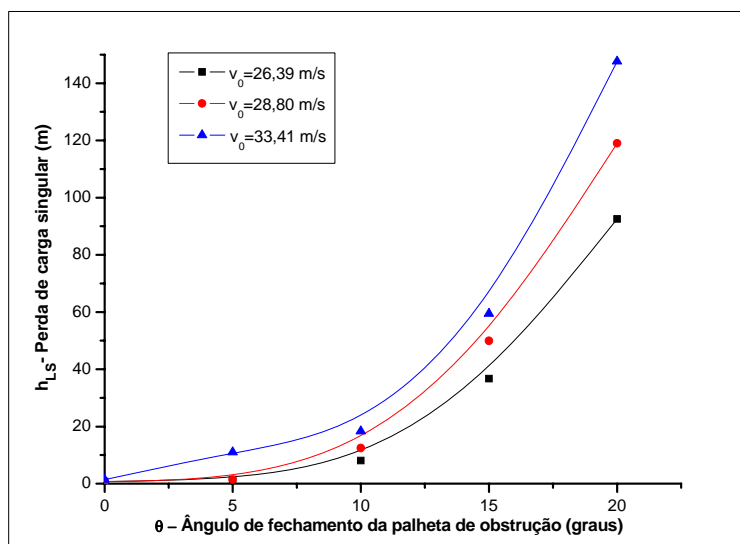
**Tabela 5.11:** Variação de vazão volumétrica o para o Experimento 3-FSP (3).

Tubulação	Variação Máxima
Meio	4,25%
Esquerda	-22,98%
Direita	4,43%

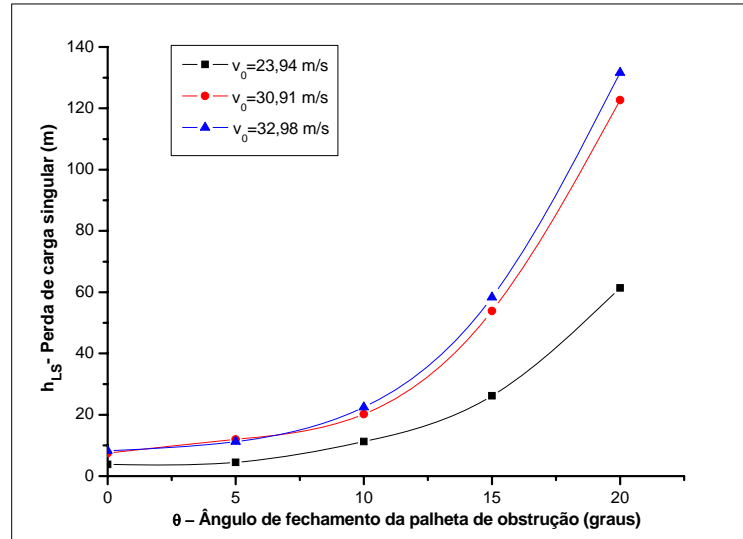
#### 5.4. Aplicação Industrial

Conforme exposto anteriormente, os testes com o dispositivo instalado em meio industrial foram realizados com dois exemplares de dispositivos separadamente, situados em diferentes andares da caldeira abordada. As velocidades de ar passante nas tubulações foram fixadas dentro dos limites operacionais, ou seja, entre as cargas mínima e máxima de ar insuflado no sistema.

As Figuras 5.20 e 5.21 apresentam os resultados obtidos para os experimentos C e D, respectivamente. As velocidades iniciais de operação variaram um pouco entre os experimentos, em função do controle de ar primário ser realizado através de comportas que não garantem precisão de distribuição de fluxo de ar. Mesmo assim, os resultados obtidos reforçam as idéias discutidas na seção de estudo do protótipo.



**Figura 5.20:** Perda de carga Singular do dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para os Experimentos C-1, C-2 e C-3.



**Figura 5.21:** Perda de carga Singular do dispositivo em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução para os Experimentos D-1, D-2 e D-3.

Primeiramente, o comportamento de aumento exponencial da perda de carga em função do fechamento do dispositivo foi comprovado. Além disso, a função que descreve este comportamento é a mesma encontrada para o protótipo, dada pela Equação 5.8.

$$h_{LS} = ae^{b\theta} \quad (5.8)$$

A Tabela 5.12 apresenta os valores dos coeficientes “a” e “b” para os dois dispositivos testados, em três velocidades diferentes. Pode-se notar que o coeficiente “a” aumenta com a velocidade inicial de operação do sistema para os dois dispositivos testados, conforme discutido anteriormente. Contudo, o comportamento aproximadamente linear para este aumento obtido para o protótipo, não seguiu o mesmo padrão para os dispositivos, e nenhuma conclusão satisfatória pôde ser obtida. Isto sugere que este coeficiente necessita ser melhor estudado, pelo menos numa gama maior de experimentos na indústria para que uma tendência de variação possa ser identificada.

**Tabela 5.12:** Dados referentes à função exponencial encontrada para os experimentos de fechamento simples do dispositivo instalado na indústria.

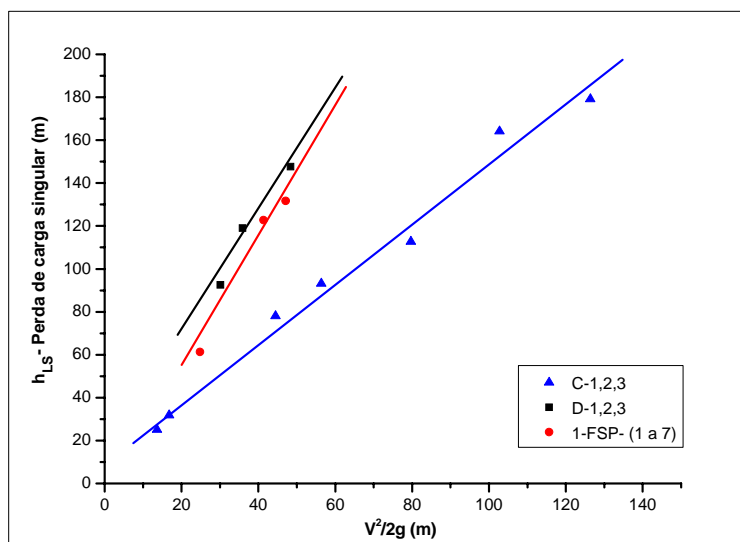
Experimento	$V_0$ em $\theta=0$	Coef. “a”	Coef. “b”	$h_{LS} = ae^{b\theta}$	$R^2$
C-1	26,39	2,10346	0,16859	$h_{LS} = 2,103e^{0,169\theta}$	0,99875
C-2	28,80	4,38951	0,16650	$h_{LS} = 4,389e^{0,166\theta}$	0,99757
C-3	33,41	4,75695	0,16607	$h_{LS} = 4,757e^{0,166\theta}$	0,99816
D-1	23,94	1,46694	0,20762	$h_{LS} = 1,467e^{0,208\theta}$	0,99425
D-2	30,91	2,29061	0,19799	$h_{LS} = 2,291e^{0,198\theta}$	0,99297
D-3	32,98	3,31128	0,19001	$h_{LS} = 3,311e^{0,190\theta}$	0,99800

Já o coeficiente “b”, proposto na seção de estudo do protótipo como dependente das características geométricas e dimensionais do dispositivo, apresentou um comportamento aproximadamente constante, porém com valores diferentes para os dois acessórios. Cabe aqui uma ressalva, durante a realização dos experimentos no parque fabril, as condições encontradas em D não foram satisfatórias. As leituras foram dificultadas por muitas variações na coluna do fluido manométrico, possivelmente por problemas na furação de tomada de pressão estática como o desalinhamento ou rebarbas.

Logo, pode-se dizer que os valores encontrados para o coeficiente “b” a partir dos experimentos C-1, C-2 e C-3 aproximam-se mais da realidade. Assim, o valor médio do coeficiente “b”, considerando-se apenas os experimentos em C, foi de 0,167. Este valor é comparável e próximo ao obtido para o protótipo, que foi de 0,158. Esta diferença pode ser explicada por alguns fatores que serão abordados detalhadamente após a determinação do comprimento equivalente adimensional do dispositivo.

A Figura 5.22 apresenta os resultados obtidos para os dispositivos nos experimentos C e D, em termos de perda de carga singular em função do quadrado da velocidade. Além disso, os resultados para os experimentos 1-FSP, de 1 a 7, também estão dispostos para efeitos comparativos. As duas retas, formadas por três pontos cada uma, são referentes aos resultados dos dispositivos instalados na indústria. Já a reta com uma inclinação menor, formada a partir dos dados de sete experimentos é referente ao protótipo testado na unidade piloto. Portanto, esta análise visa à determinação dos valores dos coeficientes de perda K dos dispositivos instalados na indústria, conforme realizado para os protótipos na unidade piloto, e posterior comparação com os dados obtidos em laboratório.

É importante a observação de que os valores apresentados são referentes à condição máxima de fechamento do acessório, pois neste caso a perda de carga é a maior possível. Assim, os valores do coeficiente de perda  $K$  e do comprimento equivalente adimensional também são maiores. Esta prática, a utilização de condições extremas de operação, simplifica os cálculos e é muito utilizada na determinação da perda de carga provocada por acessórios hidráulicos.



**Figura 5.22:** Perda de carga Singular do dispositivo em função de  $V^2/2g$  para os experimentos C-1, 2 e 3; D-1,2,3 e 1-FSP (1 a 7), para  $\theta=20^\circ$ .

Observa-se, como já previsto, uma diferença entre as duas retas que descrevem os experimentos realizados com os dispositivos, representadas pelas cores preto e vermelho. Todavia, nota-se que a inclinação dessas duas retas difere muito pouco, para o intervalo de velocidades considerado. Novamente, ressalta-se que o valor do coeficiente angular dessas retas tem um significado muito importante para a determinação do comprimento equivalente do acessório, trata-se do coeficiente de perda  $K$ .

É possível notar também que os dispositivos apresentaram valores de coeficiente de perda  $K$  maiores que o protótipo, o que pode ser comprovado a partir dos dados dispostos na Tabela 5.13, a qual apresenta os valores de  $K$  calculados para as três seqüências de experimentos.

**Tabela 5.13:** Valores do Coeficiente de perda K para os experimentos C-1, 2 e 3; D-1, 2 e 3, e 1-FSP- (1 a 7) para  $\theta=20^\circ$ .

Experimentos	Intervalos de Velocidade inicial (m/s)	Intervalos de Re	K
C-1, 2 e 3	26,39 – 33,41	432000-547000	2,91359
D-1, 2 e 3	23,94 - 32,98	379000-522000	3,27934
1-FSP (1 a 7)	16,36 – 49,80	140000-428000	1,39249

Os experimentos realizados com o protótipo permitiram uma análise de intervalo de velocidade mais abrangente, o que não foi possível na indústria por limitações de potência dos sopradores. Entretanto, é primordial que o dispositivo seja testado no intervalo de velocidades em que irá trabalhar no processo, e isto foi adequadamente executado.

Por outro lado, os intervalos de número de Reynolds são maiores para os testes na indústria, fato decorrente do aumento do diâmetro da tubulação.

De posse dos valores de K, do número de Reynolds e da rugosidade relativa da tubulação industrial, que é revestida com material semelhante ao concreto, foi possível a determinação do comprimento equivalente adimensional do dispositivo para a condição de fechamento máximo. Isto foi realizado para os dois ensaios experimentais na indústria, conforme apresenta a Tabela 5.14, a qual indica também os valores relativos ao experimento 1-FSP (7).

**Tabela 5.14:** Valores do Coeficiente de perda K para os experimentos C-3, D-3 e 1-FSP (7) para  $\theta=20^\circ$ .

Experimento	K	Re	$f$	$L_{eq}/D$
C-3	2,91359	546286	0,032275	90,27
D-3	3,27934	521756	0,032278	101,59
1-FSP (7)	1,39249	291461	0,017158	81,47

Os valores encontrados para o coeficiente de perda K para os dispositivos foram maiores do que para o protótipo, conforme já havia sido adiantado na discussão da Figura 5.22. Conseqüentemente, isto influenciou no aumento dos valores do comprimento equivalente adimensional dos dispositivos, comparando-se com os resultados do experimento 1-FSP (7). Algumas das explicações para este comportamento quantitativamente distinto entre protótipo e dispositivo serão discutidas a seguir.



As palhetas dos protótipos foram fabricadas de aço comercial, por não existir a preocupação com problemas de erosão na unidade piloto. Entretanto, a fabricação dos dispositivos a serem instalados em tubulações de carvão pulverizado exigiu um projeto de revestimento das palhetas com material cerâmico. Esse revestimento não é constituído de peça única, e sim de um conjunto de peças pequenas que, encaixadas e coladas, protegem a palheta fabricada de aço comercial. O encaixe não é perfeito e causa uma rugosidade na superfície do revestimento maior do que a presente na superfície do aço, material constituinte das palhetas nos protótipos. Este é um dos fatores causadores do aumento da perda de carga no sistema que contém o dispositivo revestido.

Em termos de comprimento equivalente adimensional, sabe-se que esta grandeza é diretamente proporcional ao coeficiente de perda  $K$ , conforme demonstrado pela Equação 3.29. Sendo assim, quanto maior a dissipação de energia causada por um acessório qualquer, maior o comprimento equivalente adimensional do mesmo. Dessa forma, o comportamento diferenciado apresentado pelo dispositivo real é parcialmente explicado.

As rugosidades relativas das tubulações da unidade piloto e da unidade industrial são diferentes. Isso porque na unidade piloto o material utilizado foi aço comercial, enquanto que no meio industrial a tubulação de aço é revestida com um material refratário e resistente à abrasão. Este material é mais rugoso que o aço comercial, logo o coeficiente de atrito para a tubulação industrial também é maior, considerando-se intervalos próximos de Número de Reynolds. Portanto, se um tubo apresenta um coeficiente de atrito maior que outro, significa que para a mesma perda de energia, o comprimento necessário do mesmo será menor.

Tendo em vista a análise dos comportamentos do fator de atrito e do coeficiente de perda  $K$ , e dos resultados obtidos para o cálculo do comprimento equivalente adimensional dos dispositivos e dos protótipos para uma condição máxima de fechamento, considerações importantes podem ser realizadas. Primeiramente, a influência do aumento de  $K$  do dispositivo na determinação do comprimento equivalente adimensional é maior do que o aumento do coeficiente de atrito da tubulação industrial. Em outras palavras, a influência da maior dissipação de energia do dispositivo em tamanho real é maior do que o aumento da rugosidade da tubulação da unidade industrial.

Por fim, para efeito comparativos, o valor calculado do comprimento equivalente da tubulação foi de 31,40 m, enquanto que para o protótipo este valor foi de 12,00 m. Considerando-se que o número de Reynolds para o escoamento industrial é mais elevado, maior é a turbulência do escoamento e conseqüentemente maior é a dissipação de energia provocada pelo dispositivo em tamanho real em comparação com os protótipos do mesmo.

## ***CAPÍTULO 6***

### ***6. CONCLUSÕES***

---

Esta seção visa ao detalhamento de algumas conclusões referentes ao projeto em questão, com ênfase no entendimento das características do dispositivo e protótipo estudados no que se refere à dissipação de energia provocada pelos mesmos, a partir do escoamento turbulento, interno e incompressível de ar frio em dutos circulares.

- A perda de carga singular do protótipo estudado, bem como do dispositivo confeccionado e instalado numa usina termelétrica, quando em função do ângulo de fechamento das palhetas de obstrução, seguem um comportamento exponencial indicado por  $h_{LS} = ae^{b\theta}$ .
- O coeficiente “b” apresentou-se como uma constante, porém diferente, para o protótipo e o dispositivo. Sendo assim, este coeficiente pode ser avaliado como dependente das características geométricas e dimensionais do dispositivo.
- Quando totalmente aberto, o dispositivo praticamente não oferece resistência ao escoamento de fluidos, apenas provoca uma pequena perda de carga decorrente da geometria diferenciada que o fluxo encontra ao longo da tubulação;
- O decaimento da velocidade do ar escoando internamente em dutos circulares pôde ser aproximado por polinômios de quarto grau, o que possibilitou um método para a determinação da perda singular do protótipo estudado. Para a aplicação deste método são necessários os valores da velocidade instantânea do escoamento do fluido e do ângulo de obstrução das palhetas, além da estimativa dos coeficientes “a” e “b”.

- O coeficiente de perda K foi determinado para os protótipos em posição de máximo fechamento, sendo que no intervalo de velocidades estudado, esta grandeza apresentou-se como uma constante de valor igual a 1,39249.
- Para os ensaios realizados com o dispositivo em tamanho real, o mesmo apresentou valores de K maiores do que os dispositivos testados em laboratório. Isto explica-se principalmente pela influência da rugosidade das palhetas revestidas com material cerâmico, que tendem a provocar uma dissipação de energia maior do que aquelas fabricadas de aço comercial;
- O intervalo do Número de Reynolds abordado para o escoamento industrial é maior do que o estudado na unidade piloto. Sendo assim, o escoamento industrial encontra-se num estado maior de turbulência, o que também influencia na maior dissipação de energia provocada pelo dispositivo;
- O comprimento equivalente adimensional do protótipo estudado apresentou valor igual a 81,47, enquanto que os valores para os dois dispositivos em tamanho real foram de 90,57 e 101,59. Isso indica que o aumento do coeficiente de perda K influencia mais o sistema do que o aumento do fator de atrito causado pela elevação da rugosidade relativa da tubulação;
- O estudo do escoamento ar através dos protótipos em tubulações em paralelo serviu apenas como indicação de tendências de comportamentos, tendo em vista que não foi possível a fixação da vazão volumétrica e o soprador utilizado foi um soprador centrífugo, muito sensível a variações de perda de carga.
- O comprimento equivalente calculado para o protótipo, para a condição de fechamento máximo foi de 12,00 m. Para a mesma condição de abertura, porém em intervalos maiores de Re, o comprimento equivalente dos dispositivos foi de aproximadamente 31,00 m.
- Espera-se que o dispositivo apresente uma alta eficiência, dentro dos limites requeridos de equalização de velocidades nas tubulações que alimentam os queimadores de uma caldeira. A perda de carga alcançada foi considerável, todavia conclusões referentes ao escoamento de carvão pulverizado através dos dispositivos necessitam ser melhor fundamentadas.

## ***CAPÍTULO 7***

### ***7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS***

---

Por tratar-se de um estudo inicial de um dispositivo recém-projetado e patenteado, algumas sugestões para trabalhos futuros são aplicáveis no desenvolvimento de outros projetos de pesquisa:

- Avaliação de escoamentos de ar através de protótipos instalados em tubulações, com a inserção de um mecanismo de medição e controle de vazão alimentada ao sistema;
- Estudo da influência da variação do número de palhetas de obstrução na eficiência do dispositivo;
- Desenvolvimento e estudo de outros dispositivos que permitam deslocamentos angulares maiores das palhetas de obstrução;
- Fabricação de protótipos com palhetas revestidas com cerâmica para posterior testes de comparação com o dispositivo;
- Avaliação da eficiência do dispositivo utilizando-se mistura de ar e carvão pulverizado como fluido de escoamento.

## ***CAPÍTULO 8***

### ***8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS***

---

BAZZO, E. **Geração de Vapor**. 2 ed. rev. e ampl. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995. 216 p.

BEGA, E. A.; DELMEÉ, G. J.; COHN, P.E.; et al. **Instrumentação Industrial**. 2 ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência e Instituto Brasileiro do Petróleo, 2006. 583p.

BENNETT, C. O.; MYERS, J. E. **Fenômenos de transporte**. Tradução: Eduardo Walter Leser. São Paulo: McGraw-Hill, 1978. 812 p.

BORMAN, G. L., RAGLAND, K. W., **Combustion Engineering**. Ohio: McGraw-Hill, 1998.

ETEMAD, S. G. **Turbulent flow friction loss coefficients of fittings for purely viscous non-Newtonian Fluids**. Int. Comm. Heat Mass Transfer. v. 31, p 763-771, 2004.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6 ed. Tradução: Ricardo Nicolau Nassar Koury e Geraldo Augusto Campolina França. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 2006. 798p.

LEVENSPIEL, O. **Enginnering Flow and Heat Exchange**. Ed. rev. New York: Plenum Press. 1998. 378 p.

MASSEY, B. S. **Mecânica dos Fluidos**. Portugal: Fundação Calouste Gulbenkian, 2002. 998 p.

MELLO, C. R.; CARVALHO, J. A.; FERREIRA, D. F.; et al. **Equações para estimativa do Comprimento Equivalente das principais conexões de tubulações de sucção em instalação de bombeamento**. Engenharia Agrícola, v. 21, p 127-134, 2001.

MILLEN, M. J.; SOWERBY, B. D.; COGHILL, P. J., et al.. **Plant Tests of an on-line multiple-pipe pulverized coal mass flow measuring system**. Flow Measurement and Instrumentation. v. 11, p. 153-158, 2000.

POTTER, M. C.; WIGGERT, D. C. **Mecânica dos Fluidos**. Tradução: Antonio Pacini e All Tasks Language Technology. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004. 700 p.

REINALDO, R. F. **Estudo numérico da transferência de calor e deposição de cinzas em caldeiras com queima de carvão pulverizado**. Florianópolis, SC, Dez, 2004. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, 145 p.

SHAMES, I. H. **Mecânica dos Fluidos: Análise de Escoamentos**. Tradução: MORELLI M.O. C. São Paulo: Edgard Blücher, 1973. 2 v. 533p.

TORREIRA, R. P. **Geradores de Vapor**. São Paulo: Companhia Melhoramentos, 1995. 710 p.

TURIAN, R. M.; MA, T. W.; HSU, F. L. G.; et al. **Flow of Concentrated Non-Newtonian Slurries: 2. Friction Losses in bends, fittings, valves and venturi meters**. Int. J. Multiphase Flow. v. 24, p 243-269, 1998.

VENNARD, J. K.; STREET, R.H. **Elementary Fluid Mechanics**. 5 ed. New York: Wiley & Sons, Inc. 1975. 740 p.

WELLS, J. J.; WIGLEY, F.; FOSTER, D. J.; et al.. **The nature og mineral matter in a coal and the effects on erosive and abrasive behaviour**. Fuel Processing Technology. v. 86, p. 535-550, 2004

WELLS, J. J.; WIGLEY, F.; FOSTER, D. J., et al.. **The relationship between excluded mineral matter and the abrasion index of a coal.** Fuel. v. 86, p. 359-364, 2005.

## ***CAPÍTULO 9***

### **9. ANEXOS**

---

#### **9.1. Memória de Cálculo**

**a) Queda de pressão -  $\Delta P$  (kg/m\*s<sup>2</sup>):**

Foi demonstrado que:

$$p_1 - p_2 = (\rho_B - \rho_A)gh$$

A partir da leitura de variação de altura do fluido manométrico ( $\Delta h$ ) em mm:

$$\Delta P = (g\Delta h(\rho_m - \rho_{ar}))/1000$$

**b) Perda de carga singular –  $h_{LS}$  (m):**

$$h_{LS} = \frac{\Delta P}{\rho_{ar}g}$$

**c) Velocidade a partir da leitura do manômetro do tubo de Pitot:**

O tubo de Pitot utilizado tem como equação padrão:

$$V = 34,97 \times 0,9988 \times \sqrt{((0,225 \times 0,8 \times \Delta h_i) + \Delta h_v) \times \sqrt{\frac{T}{P \times MM_{ar}}}}$$



**d) Número de Reynolds**

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu}$$

**e) Coeficiente de atrito para Regime Turbulento de Transição:**

$$f = 0,01237 + 42,7124 \text{Re}^{-1} + 0,2604 \left( \frac{e}{D} \right)^{0,5}$$

**f) Comprimento Equivalente Adimensional:**

Sabe-se que:

$$h_{LS} = f \frac{L_{EQ}}{D} \frac{V^2}{2g} \quad \text{e} \quad h_{LS} = K \frac{V^2}{2g}$$

Logo:

$$K = f \frac{L_{EQ}}{D} \quad \text{e} \quad \frac{L_{EQ}}{D} = f \times K$$

**g) Vazão Volumétrica :**

$$Q = V \times A$$

**h) Variação de Vazão Volumétrica:**

$$\Delta Q = 1 - \left( \frac{Q_i}{Q_f} \right)$$